

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Dynamika hydraulického obvodu brusky předvalků

**Dynamics of Hydraulic Circuit of Semi-Finished Product
Grinding Machine**

Student:

Libor Misiarz

Vedoucí diplomové práce

Dr. Ing. Lumír Hružík

Ostrava 2009

Zde je zadání diplomové práce

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.

- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odstavec. 3).

- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce.

- souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB - TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB - TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě.....

.....

Libor Misiarz

Bystřice

Farská 2 č.p. 1206

73 995

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Misiarz, L. *Dynamika hydraulického obvodu brusky předvalků*. Ostrava katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009. 80 s Diplomová práce, vedoucí Hružík, L

Diplomová práce se zabývá dynamikou hydraulického obvodu pojezdu brousícího stolu brusky předvalku. V úvodní části je stručný popis brusky a problémů, které vznikají při jejím provozování. V další kapitole jsou popsány prostředky pro diagnostiku hydraulických obvodů. Na tuto kapitolu navazuje kapitola, kde z průběhu naměřených tlaků a elektrického proudu je specifikována příčina poruchového stavu brusky. Další část se zabývá změřením přechodové charakteristiky a jejím vyhodnocením včetně vyhodnocení frekvenčního spektra. Pro hydrauliku pojezdu brousícího stolu byl sestavený model v programu SimHydraulics. V závěru je navržené řešení pro optimalizaci hydraulického obvodu a pro toto optimalizované řešení byl sestavený nový model hydraulického obvodu.

ANNOTATION OF THESIS

Misiarz, L. *Dynamics of Hydraulic Circuit of Semi-Finished Product Grinding Machine*. Department of the Hydraulics and Hydraulic Equipments. Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2009, 80 p. Thesis Work, Hružík, L.

This thesis deals with the hydraulic circuit dynamics of the blank grinder grinding table travel. In the preamble part there is a brief description of the grinder and problems arising from its operation. In the next chapter means for the hydraulic circuit diagnostics are described. This chapter follows up with another chapter in which a trouble cause of the grinder is specified from the measured pressures and electric current course. Another part deals with measuring of the time-response characteristic and its evaluation including evaluation of the frequency spectrum. For hydraulics of the grinding table travel a model has been compiled in the SimHydraulics program. In conclusion a solution for the hydraulic circuit optimization has been suggested and for this optimized solution a new model of the hydraulic circuit has been compiled.

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce Dr. Ing. Lumíru Hružíkovi za cenné rady a připomínky a věnovaný čas při tvorbě této práce. Dále bych rád poděkoval Doc. RNDr. Miladě Kozůbkové CSc. za konzultace. V neposlední řadě bych velice rád poděkoval své manželce, dětem a přátelům, kteří mě v celém průběhu studia podporovali.

Obsah:

1	Úvod	11
2	Bruska předvalku	12
2.1	Technické parametry brusky	12
2.2	Popis brusky	12
2.3	Hydraulika brusky	14
3	Měření tlaku a elektrických veličin	16
3.1	Snímače tlaku	17
3.1.1	Piezoelektrické snímače	17
3.1.2	Odporový tenzometr	18
3.2	Měřicí přístroje	19
3.2.1	Měřicí přístroj od fa Parker	20
3.2.2	Měřicí přístroje firmy Hydrotechnik	20
3.2.3	Měřicí přístroje firmy Hydac	21
3.3	Měření elektrických veličin	22
4	Diagnostika hydrauliky pojezdu stolu brusky	23
4.1	Hydraulické schéma pojezdu brusky	23
4.1.1	Specifikace hydraulických prvků	24
4.2	Rozbor a popis měření	27
4.3	Vyhodnocení měření	27
5	Změření a vyhodnocení přechodové charakteristiky	29
5.1	Vlastní výpočet hodnot přechodové charakteristiky	32
5.2	Výpočet teoretické vlastní frekvence hydraulického obvodu	36
5.2.1	Výpočet redukovaného momentu na hřídel HM	37
5.2.2	Vlastní výpočet teoretické frekvence f_0	37
6	Frekvenční charakteristika z naměřených dat	38
6.1	Fourierova transformace	38
6.2	Frekvenční charakteristika z výběru měření 1-013	39
7	Simulace hydraulického obvodu v prostředí programu Matlab	46
7.1	Model pomocí bloku knihovny Simulink	46
7.1.1	Popis vybraných bloku Simulinku	46
7.1.2	Matematický model rozběhu rotačního hydromotoru	47
7.2	Model sestavený v prostředí SimHydraulics	51
7.2.1	Popis prostředí Simscape	51

7.2.2	Popis prostředí SimHydraulics.....	51
7.2.3	Popis prvků knihovny SimHydraulics.....	52
7.2.4	Popis prvků použitých v modelu z dalších knihoven Simscape.....	60
7.2.5	Vlastní model brusky	61
8	Optimalizace hydraulického obvodu brusky.....	69
8.1	optimalizované hydraulické schéma	70
8.2	Optimalizovaný model brusky	71
8.2.1	Průběh hodnot ze simulace v optimalizovaném modelu.....	72
9	Závěr.....	74
10	Literatura	76
11	Přílohy:	78

Seznam použitých symbolů a zkratek

Značka	Název veličiny	Jednotka
A	amplituda	1
a	zrychlení	m.s^{-2}
C	hydraulická kapacita	$\text{N}^{-1}.\text{m}^5$
d	vnitřní průměr potrubí	m
D	odpor proti deformaci	N.m^{-5}
E	energie	J
F_k	koeficient rozvoje periodické funkce $x(t)$ do tvaru Fourierové řady	
f	frekvence	Hz
G	přenos	1
J	moment setrvačnosti	kg.m^2
K	objemový modul pružnosti kapaliny	Pa
k	koeficient	1
l	délka	m
L	odpor proti zrychlení	$\text{N.m}^{-5}.\text{s}^2$
M	moment	N.m
m	hmotnost	kg
N	počet vzorků	1
N_f	počet vzorků frekvenčního spektra	1
n	otáčky	s^{-1}
P	výkon	W
p	tlak	Pa
Q	průtok	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
R	odpor proti pohybu vztažený na 1 metr délky	$\text{N.m}^{-4}.\text{s}$
Re	Reynoldsovo číslo	1
R_{lin}	lineární (linearizovaný) odpor proti pohybu	$\text{N.m}^{-5}.\text{s}$
s	dráha	m
	komplexní proměnná	1
t	čas	s
T	perioda	s
	časová konstanta	s
U	akční veličina	1

u	akční veličina	1
v	rychlost	m.s^{-1}
V	objem	m^3
$X(\omega)$	FT signálu $x(t)$	1
$x(t)$	signál, funkce spojitého času, originál signálu	1
Y	vstupní veličina	1
y	vstupní veličina	1
Z	svodová propustnost	$\text{N}^{-1}.\text{m}^5.\text{s}^{-1}$
ν	kinematická viskozita	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
ξ	součinitel poměrného tlumení	1
ω	úhlová rychlost	s^{-1}

1 Úvod

Při provozu brusky předvalku dochází v hydraulickém obvodu této brusky k dynamickým dějům, které vznikají jak od dynamického chování sloupce kapaliny, tak i od dynamiky hmoty, kterou hydraulickým zařízením pohybujeme. Z důsledků těchto dynamických dějů dochází v hydraulickém obvodu k hydraulickému rázu a tlakovým špičkám. Tyto tlakové špičky způsobují poškození prvků hydraulického obvodu jako je praskání potrubí, poškození pracovních částí hydrogenerátoru a hydromotoru, porušování těsnosti spojů a tím k následným únikům hydraulické kapaliny.

Pro odstranění těchto nežádoucích jevů v tomto obvodu, jako i v jakémkoliv obecném hydraulickém obvodu, je žádoucí znát, jak který prvek se podílí na vzniku těchto stavů a jakým způsobem lze tento hydraulický mechanismus optimalizovat, aby se zvýšila jeho životnost a minimalizovaly poruchové stavy.

Popisem problémů a vyšetřováním dynamických dějů v hydraulických obvodech se zabývá obor „Dynamika tekutinových mechanismů“. V důsledku rozvoje výpočetní techniky lze dynamické chování hydraulických prvků a celých hydraulických systémů simulovat pomocí různých matematických a simulačních programů. Výhoda simulace hydraulického obvodu na počítači je v tom, že s výpočetním modelem, který představuje skutečný hydraulický obvod, můžeme nasimulovat různé provozní stavy hydraulického mechanismu s různými prvky a jejich nastavením. Tyto stavy můžeme simulovat jak při návrhu před výrobou hydraulického obvodu a tím předcházet nedostatkům, tak i řešit problémy na zařízení které je již v provozu.

Tato diplomová práce řeší stav zařízení, u kterého se projeví nedostatky v průběhu provozování. Experimentování na skutečném zařízení, tím je na mysli zkoušení jiných hydraulických prvků a jejich nastavení, by bylo neekonomické a mohlo by dojít i k dalšímu poškození zařízení. Simulační model byl sestaven pro hydraulický obvod pojezdu stolu brusky, kde docházelo k častým poruchám a to opakovanému praskání potrubí a zadření rotačního hydromotoru. Další problém je v nerovnoměrném pohybu stolu při broušení. Tento nerovnoměrný pohyb stolu zapříčiňuje zvýšené namáhání brusného kotouče a nestejně vybroušení plochy předvalku, které je nežádoucí pro válcování určitých jakosti válcovaných výrobků. Simulační model byl sestaven v nadstavbě SimHydraulics programu Matlab.

2 Bruska předvalku

Bruska BBS 07 slouží k broušení ocelových předvalku (sochoru) rozměru 150 x 150 mm délky 12 m za účelem odstranění povrchové vrstvy. Broušení se provádí buď celoplošně nebo místně a to dle jakosti materiálu nebo výskytu povrchových vad. Pětice předvalku je jeřábem s magnety naložena na nakládací rošt brusky. Podávací mechanismus vstupního roštu nakládá jednotlivé předvalky na vozík brusky. Zde je předvalek upnut a potom se společně s vozíkem pohybuje pod vlastní brusku. Při podélném pojezdu vozíku pod bruskou dochází k broušení povrchu předvalku. Mechanismus brusky průběžně zajišťuje požadovaný přítlak brusného kotouče a jeho posuv napříč předvalkem. Po obroušení jedné plochy je předvalek pomocí pákového mechanismu hraněn (otočen) a následně dochází k broušení povrchu předvalku na další straně. Takto se obrousí všechny plochy předvalku.

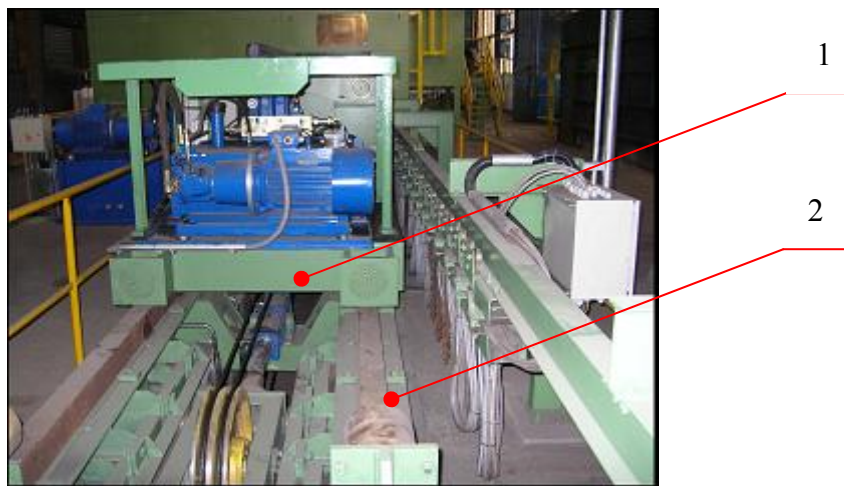
Po vybroušení vad, resp. celé plochy předvalku (to závisí na technologii válcování) je předvalek pomocí tlačky sesunut z vozíku na výstupní odkládací rošt a zároveň je naložen další předvalek. Tento cyklus se neustále opakuje. Po vytvoření dávky předvalku na výstupním roštu jsou předvalky odváženy pomocí jeřábu s magnety do skladovacích boxů.

2.1 *Technické parametry brusky*

výkon hlavního motoru	250 kW
brousící přítlak	200-2000 kg
otáčky vřetene	2500-3960 kg
úhel broušení	90°
rychlost brousícího stolu	max. 80 m/min
vysunutí tlačky	1900 mm
vysunutí nakládacích vozíků	1200 mm
výkon brusky na směnu (8 hod)	34tun (při sochoru 150 x 150 x 12000 mm)

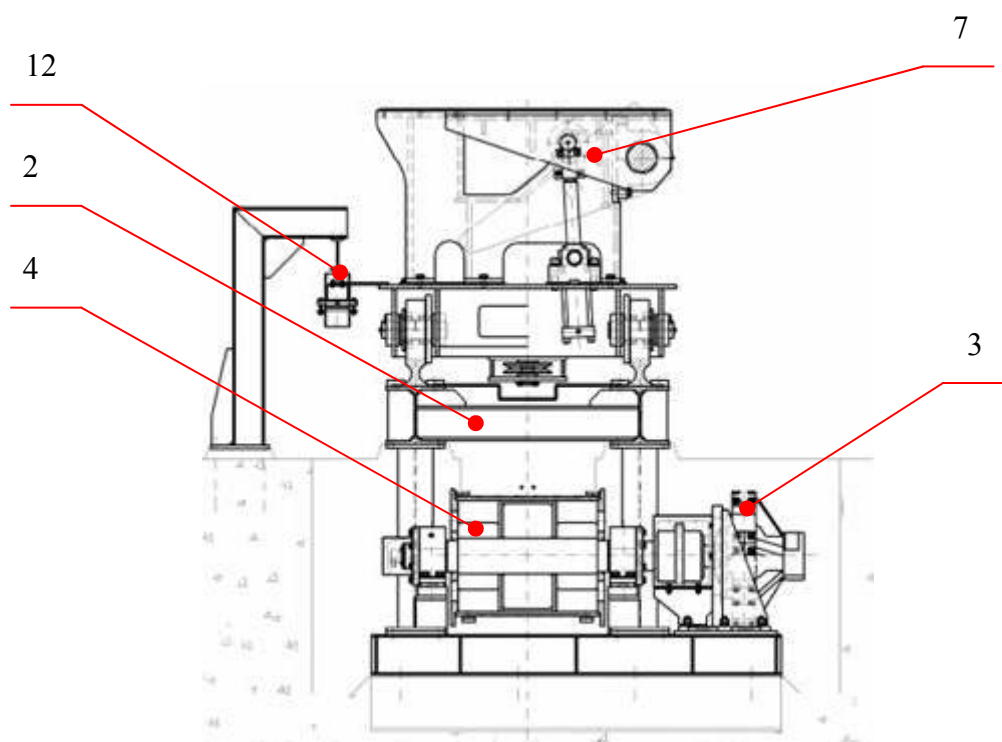
2.2 *Popis brusky*

Vůz poz.1 jezdí po dráze poz. 2. obr. 2-1. Tato dráha je z důvodu jednodušší manipulace dělená na dvě části.



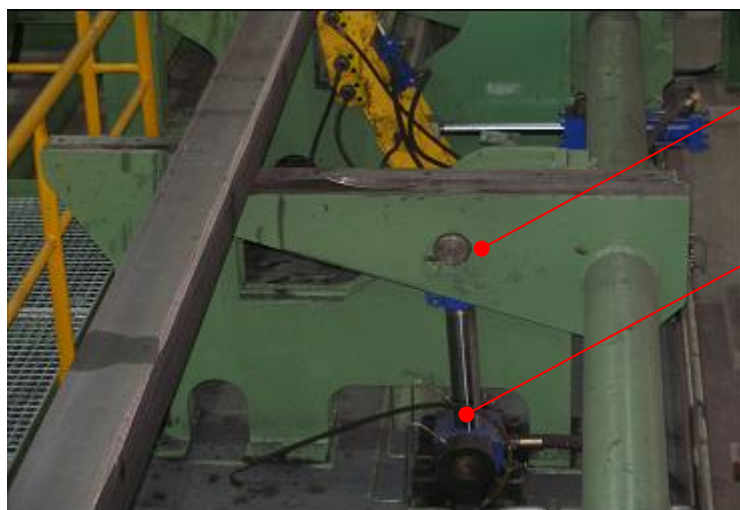
Obrázek 2-1 Vůz brusky

Pohon vozíku brusky zajišťuje lanový kladkový systém s pomaloběžným hydromotorem poz. 3 obr. 2-2. Hydromotor pohání speciální buben poz. 4 obr. 2-2, na který se navíjí tažné lano. Tažné lano prochází přes koncové kladky, jedna tato kladka slouží jako napínací mechanismus poháněný hydraulickým válcem. Tento válec průběžně napíná lana.



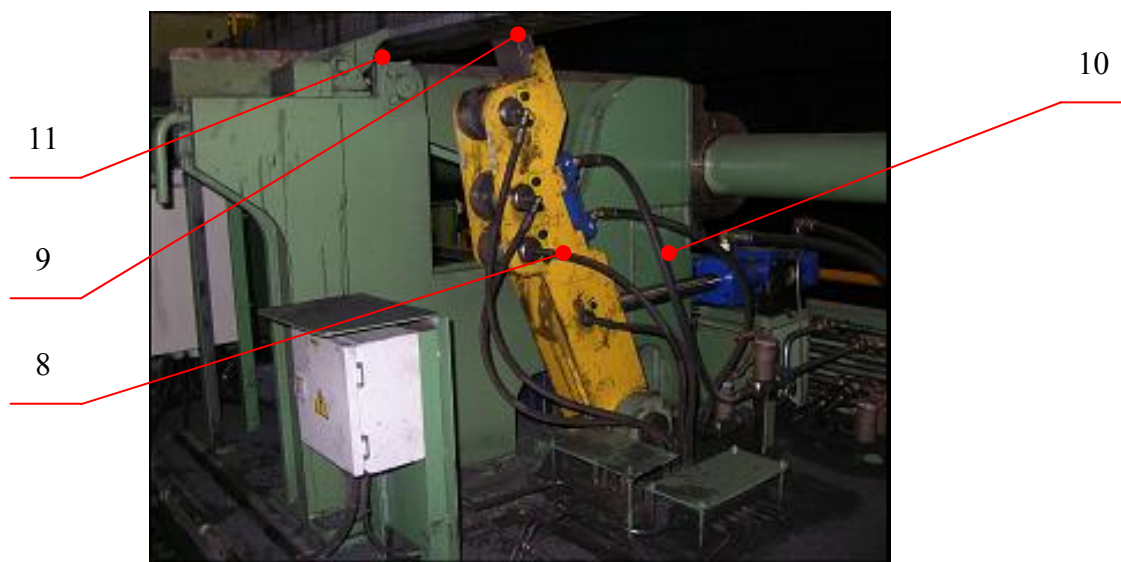
Obrázek 2-2 Řez vozem brousícího stolu

Součástí vozu je hydraulický pákový mechanismus k otáčení a upínání sochorů. K otáčení sochorů slouží 6 pák obr. 2-3 poz. 5, které se sklápějí pomocí hydraulických válců obr. 2-3 poz. 6. Při sklopení pák se sochor opře o tvarovaný zářez obr. 2-2 poz. 7, tím dojde k otočení sochoru, který je pak zpětně nadzvednut pákami.



Obrázek 2-3 Mechanismus otáčení a upínání předvalku

Pro uchopení sochoru slouží 4 mechanismy obr. 2-4 poz. 8 rozmístěné na voze tak, aby se daly uchopit různé délky. Na upínacích pákách je výsuvný palec obr. 2-4 poz. 9. Po vysunutí tohoto palce je páka přitlačena hydraulickým válcem obr. 2-4 poz. 10, tím je sochor přitlačen na zarážku obr. 2-4 poz. 11. Tato zarážka je sklopná pro umožnění nasunutí sochoru tlačkou. Napájení vozu a snímačů zajišťuje dráha kabelových vozíků obr. 2-2 poz. 12.



Obrázek 2-4 Mechanismus otáčení a upínání předvalku

2.3 Hydraulika brusky

V prostoru brusky je umístěný hydraulický agregát pro provoz brusky a pohon lanových kladek viz. obr. 2-5.



Obrázek 2-5 Hydraulický agregát provozu brusky

Pojezd brousícího stolu zajišťuje pomaluběžný rotační hydromotor obr. 2-6, který je napájen z hydraulického agregátu obr. 2-5. Tento hydromotor je propojen z hydraulického agregátu potrubním rozvodem a hydraulickými hadicemi.



Obrázek 2-6 Pohon brousícího vozu

Další agregát je umístěn na voze obr. 2-7, který zajišťuje provoz hydraulických válců na voze. Tento agregát je napájen pomocí kabelových vozíků viz. obr. 2-2 poz. 12.



Obrázek 7 Hydraulický agregát vozu brusky

Zjednodušené hydraulické schéma pojezdu brousícího vozu, bude dále uvedené v kapitole zabývající se diagnostikou tohoto hydraulického obvodu.

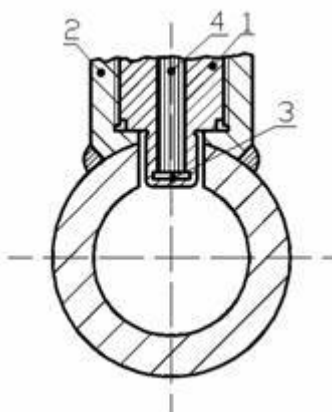
3 Měření tlaku a elektrických veličin

Pro měření tlaku v dnešní době existuje mnoho zařízení. Tyto můžeme dále rozdělit na senzory, měřicí přístroje a na počítačové programy pro záznam a následné vyhodnocení snímaných veličin.

Pro získávání dat k vyhodnocení dynamického chování hydraulických zařízení je nutné, aby měřicí přístroje a senzory měly určité parametry. Pokud chceme taky získat z naměřeného záznamu frekvenční charakteristiku je volba snímače a měřícího přístroje velice důležitá a to hlavně z hlediska možnosti frekvence snímání měřícím zařízením a schopnosti senzoru reagovat na rychlé změny tlaku. Taky záleží na volbě odběrového místa, které se musí držet určitých zásad, aby nedošlo ke zkreslení daného signálu vlivem dynamického chování kapaliny v odběrné trubici. Toto zkreslení můžeme vyloučit vhodným odběrným kanálem, který by měl být podle možnosti uzpůsoben tak, aby činná plocha senzoru byla na hraně měřícího místa, viz obr. 3-1.

Při diagnostice hydraulického mechanismu je důležité taky znát proud nebo napětí, které napájí magnety jednotlivých hydraulických prvků. Tyto proudy a napětí lze měřit multimetrem, ale při velké rychlosti změn v řízení nelze okamžitě odečíst hodnoty z displeje a srovnat s průběhem tlaku. Ideální stav při měření je, pokud hodnoty tlaku (průtoku) jsou v jednom grafu na jedné časové ose s proudem (napětím). Pokud jsou jak tlak (nebo průtok),

tak proud (napětí) v jednom grafu na společné časové ose lze přesněji určit, kdy došlo k sepnutí hydraulického prvku. Měření elektrických veličin je popsáno v kapitole 4.3



Obrázek 8 Odběrný kanál

- 1 snímač tlaku
- 2 návarek na vedení
- 3 měrný prvek
- 4 dutina s vývody zalita voskem

3.1 Snímače tlaku

Pro měření dynamických změn tlaku se musí používat takové tlakové snímače, které svými přenosovými vlastnostmi umožňují, s ohledem na časovou závislost tlaku, měření bez amplitudového nebo fázového zkreslení. Těmto vlastnostem nejvíce vyhovují elektrické snímače, především kapacitní, induktivní, tenzometrické a piezoelektrické. Tyto snímače mají výhodu, že energii tlakovou převádějí na elektrickou a tím nám umožňují jejich záznam uložit a následně vyhodnotit v počítači pomocí vhodného programu. Nejčastěji se používají tenzometrické a piezoelektrické.

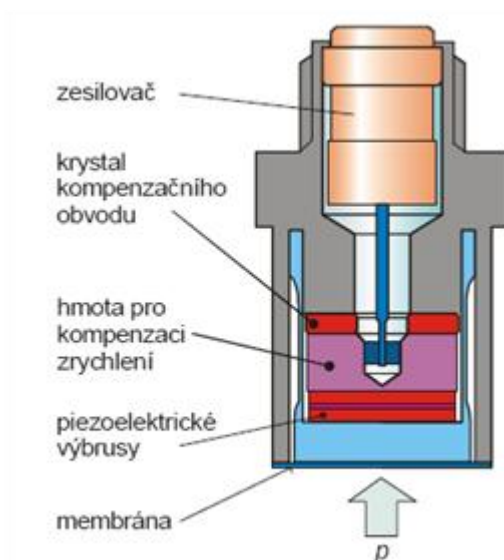
Pokud chceme, jen kontrolní měření pro určení statických hodnot tlaku v hydraulických obvodech, můžeme použít tlakoměry kapalinové, pístové a deformační. V dnešní době, kdy cena elektronických součástí stále klesá, se i pro statické měření používají stále častěji elektrické snímače tlaku.

3.1.1 Piezoelektrické snímače

Piezoelektrické snímače jsou založeny na piezoelektrickém jevu. Tento jev nastává při mechanickém namáhání krystalu některých prvků. Elektrický náboj, který vzniká v krystalu, je přímo úměrný vyvozenému tlaku na krystal. Nejčastěji se používají krystaly křemene.

Pružným členem je membrána na dně pouzdra senzoru převádějící tlakové účinky na deformaci několika v sérii uspořádaných a předepjatých piezoelektrických disků. Pro měření nižších tlaků se používají senzory se zabudovaným kompenzačním akcelerometrem.

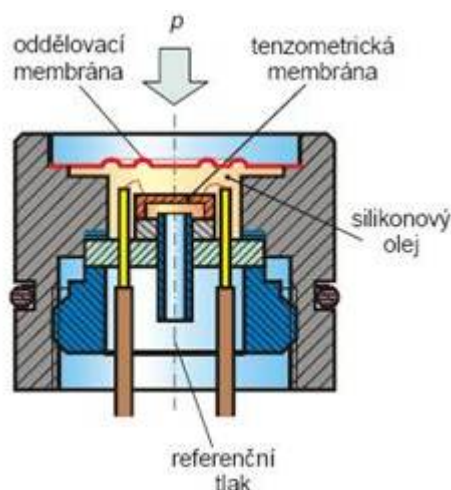
Piezoelektrické snímače se používají především pro měření dynamických tlaků. Generují měřicí signál s chybou kolem 1 %. Je nutno dbát na to, aby hmotnosti částí, které přenášejí sílu na výbrus, byly co nejmenší a aby měly také vlastnosti pružiny s lineární charakteristikou. Pokud se snímají průběhy tlaku tekutin s vysokou teplotou, je nezbytné chlazení snímače. Jejich výhodou jsou miniaturní rozměry, jednoduchost a umožňují měřit v nejširším frekvenčním rozsahu, např. do 100 kHz. Používají se zejména k měření tlaku, tlakové síly, zrychlení, výchylky a mechanického napětí.



Obrázek 9 Piezoelektrický snímač tlaku

3.1.2 Odporový tenzometr

U odporových tenzometrů se využívá tzv. piezorezistivního jevu. Při mechanickém namáhání v oblasti pružných deformací dochází u kovových vodičů nebo polovodičů ke změnám jejich elektrického odporu. Pružnými deformacemi rozumíme takové síly, které působí v mezích platnosti Hookova zákona a jsou zpravidla vyvolány tlakem nebo tahem. Při deformaci vodičů a polovodičů dochází ke změnám geometrických rozměrů a krystalografické orientace, které vedou ke změně odporu.



Obrázek 10 Tenzometrický snímač

Kovové odporové tenzometry se zhotovují z odporových drátků průměru 0,02 až 0,05 mm, který je nalepen ve tvaru mnohonásobné vlásenky na tenký podklad z papíru nebo z plastické hmoty.

Polovodičové tenzometry se vyrábějí z křemíku a to buď řezáním, broušením, leptáním monokrystalu nebo planární technologií na křemíkovém nebo jiném substrátu. Tenzometry z monokrystalu se buď lepí na fenolformaldehydovou podložku, nebo přímo na měřicí mechanický člen. Působením mechanického namáhání v určité krystalografické ose monokrystalu polovodiče nebo v difúzní vrstvě polovodiče dochází ke změně elektrické vodivosti.

Tenzometry je možné využít např. pro měření tlaku nebo pro měření výšky hladiny a měření množství na základě tíhových účinků. Odporové tenzometry patří mezi snímače s vynikající přesností a velmi dobrými dynamickými vlastnostmi.

Na údaj z tenzometru působí však řada parazitních vlivů (např. teplota, velikost procházejícího proudu), které mohou ovlivnit přesnost měření. Při provozním měření tlaků se využívá velmi často deformačních tlakoměrů. Použitím různých siloměrných členů i deformačních elementů se dosahuje u snímačů tlaku s odporovými tenzometry měřicích rozsahů např. 0 - 10 kPa až 0 - 40 MPa.

Při měření v této diplomové práci byl použitý senzor HDA 4000 od fa Hydac.

3.2 Měřicí přístroje

Pro zobrazení a uložení dat, které jsme naměřili senzory tlaku, slouží měřicí přístroje, které signál ze snímačů dokážou zobrazit na zobrazovací jednotce nebo přenést naměřený signál do počítače. Měřicí přístroje a snímače tlaku tvoří dohromady měřicí řetězec pro

sledování hydraulických veličin. Tento měřicí řetězec může být ještě doplněn snímačem pro měření elektrického napětí a proudu. Většina měřících přístrojů může naměřený signál uložit do vnitřních pamětí k pozdějšímu zobrazení a vyhodnocení na počítači.

Tyto měřicí přístroje vyrábí řada firem. K nejznámějším výrobcům měřících přístrojů pro měření hydraulických systému patří firmy Hydrotechnik, Hydac nebo Parker.

3.2.1 Měřicí přístroj od fa Parker

Od firmy Parker je nejvhodnější pro měření tlaku v diagnostice hydraulických mechanismu měřicí přístroj řady SCM XXX. Tyto přístroje jsou dodávány jako 3, 4, a 6 kanálové. Jsou schopny snímat měřený tlak se vzorkovací frekvencí 1000 Hz. Mají také frekvenční vstup pro měření otáček nebo jako vstup pro spouštěcí signál pro měření. Přístroje této řady mají dostatečnou vnitřní paměť.



Obrázek 11 SCM 450

Na obrázku 3-4 je jeden zástupce této řady a to měřicí přístroj SCM 450, který je 4 kanálový.

3.2.2 Měřicí přístroje firmy Hydrotechnik

Základní přístroj vhodný pro dynamické měření tlaku od této firmy je M 5000. Tento přístroj je vybaven čtyřmi analogovými a dvěma digitálními výstupy. Nejvyšší vzorkovací frekvence tohoto přístroje je 1000 Hz.

Další z produktu je měřicí přístroj Multi - Systém 5050. Tento přístroj má dva frekvenční vstupy a čtyři analogové. Vzorkovací frekvence je shodná s M 5000. Měřená data mohou být zobrazena jako reálna hodnota měřené veličiny nebo ve formě grafu.



Obrázek 12 Multi-Systém 5050

Nejvýkonnější z řady měřicích přístrojů firmy hydrotechnik je Multi-Systém 8050. Tento měřicí přístroj má deset analogových a čtyři frekvenční vstupy. Hlavní předností tohoto přístroje je jeho velká vnitřní paměť. K těmto přístrojům lze připojit také převodníky pro měření elektrického proudu a napětí.

3.2.3 Měřicí přístroje firmy Hydac

Nejnovější model od firmy Hydac je v dnešní době HMG 3000. Tento měřicí přístroj má osm analogových a dva frekvenční vstupy. Další předností HMG 3000 je napět'ový vstup pro měření napětí v rozsahu $\pm 10V$. Tento vstup se využívá hlavně pro měření napět'ové žádosti a zpětné vazby na elektronických kartách pro řízení proporcionálních rozvaděčů.



Obrázek 13 HMG3000

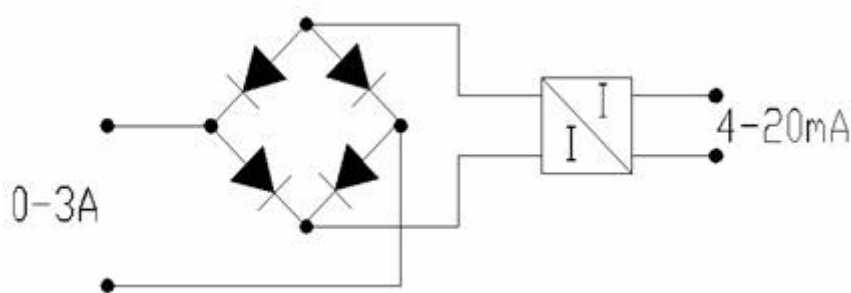
Přístroj dokáže při dvou aktivních vstupech měřit s vzorkovací frekvencí 10000 Hz. Měřicí přístroj má dostatečně velkou paměť, do které můžeme měření uložit k pozdějšímu vyhodnocení na počítači. Další možnost je přímé propojení s počítačem přes USB rozhraní a možnost sledovat naměřená data pomocí originálního softwaru od firmy Hydac v reálném čase. Měřené hodnoty můžeme sledovat na displeji buď ve formě grafického výstupu nebo jako číselné hodnoty. K HMG 3000 je také dodáván software HMGWIN 3000. Tento software obsahuje řadu základních nástrojů pro zobrazení grafu nebo tabulky naměřených hodnot.

Při diagnostice hydraulického obvodu brusky byl použitý právě tento přístroj.

3.3 Měření elektrických veličin

Pro měření hydrauliky brusky byl použitý měřicí přístroj HMG 3000 od fa HYDAC. Tento přístroj slouží kromě měření tlaku k měření napětí ± 10 V, jak už bylo popsáno v kapitole 3.2.3. Tento měřicí rozsah vyhovuje, pokud se jedná o měření žádané hodnoty na řídicí kartě při napěťovém řízení.

Větší problém nastává při měření napětí a proudu na cívkách magnetu hydraulických ventilů kde elektrický proud je od 1 A až do 2,5 A podle typu rozvaděče při napětí na cívkách 24 V. Jelikož měřicí přístroj HMG 3000 není přizpůsobený pro měření proudu, navrhl jsem měřicí obvod z využití převodníku od fa Rawet, který převádí měřený proud na unifikovaný signál 4-20 mA, viz obrázky č. 3-7; 3-1.



Obrázek 14 Blokové schéma měřícího přípravku

Tento převodník se připojí na vstup pro tlakové čidlo a v obslužném menu přístroje HMG 3000 pak k tomuto vstupu můžeme přiřadit rozsah a jednotky v kterých měříme. U takto zapojeného přístroje, kdy současně měříme tlak (průtok) a proud na magnetech, můžeme v naměřeném grafu vidět odezvu tlaku nebo průtoku na řídicím elektrickém proudu a tím rychleji a přesněji identifikovat poruchu v hydraulickém systému.

4 Diagnostika hydrauliky pojezdu stolu brusky.

Abychom mohli diagnostikovat daný hydraulický obvod, musíme provést měření. Měření se prováděla za plného provozu brusky, aby byly dodrženy stejné podmínky, při kterých vznikla porucha. Pro měření, která se prováděla za účelem naměření přechodových charakteristik, byl provoz brusky uzpůsoben tomuto měření viz. kapitola 4. V našem případě se prováděla měření tlaku jak na přívodním potrubí, tak na potrubí před i za rotačním hydromotorem. Současně při měření tlaku se měřil elektrický proud na cívkách elektromagnetu hydraulického rozvaděče. Měření elektrického proudu se provádělo na přístroji obr. 4-1, který byl pro tento účel vyrobený, jak bylo popsáno v kapitole 3.3.



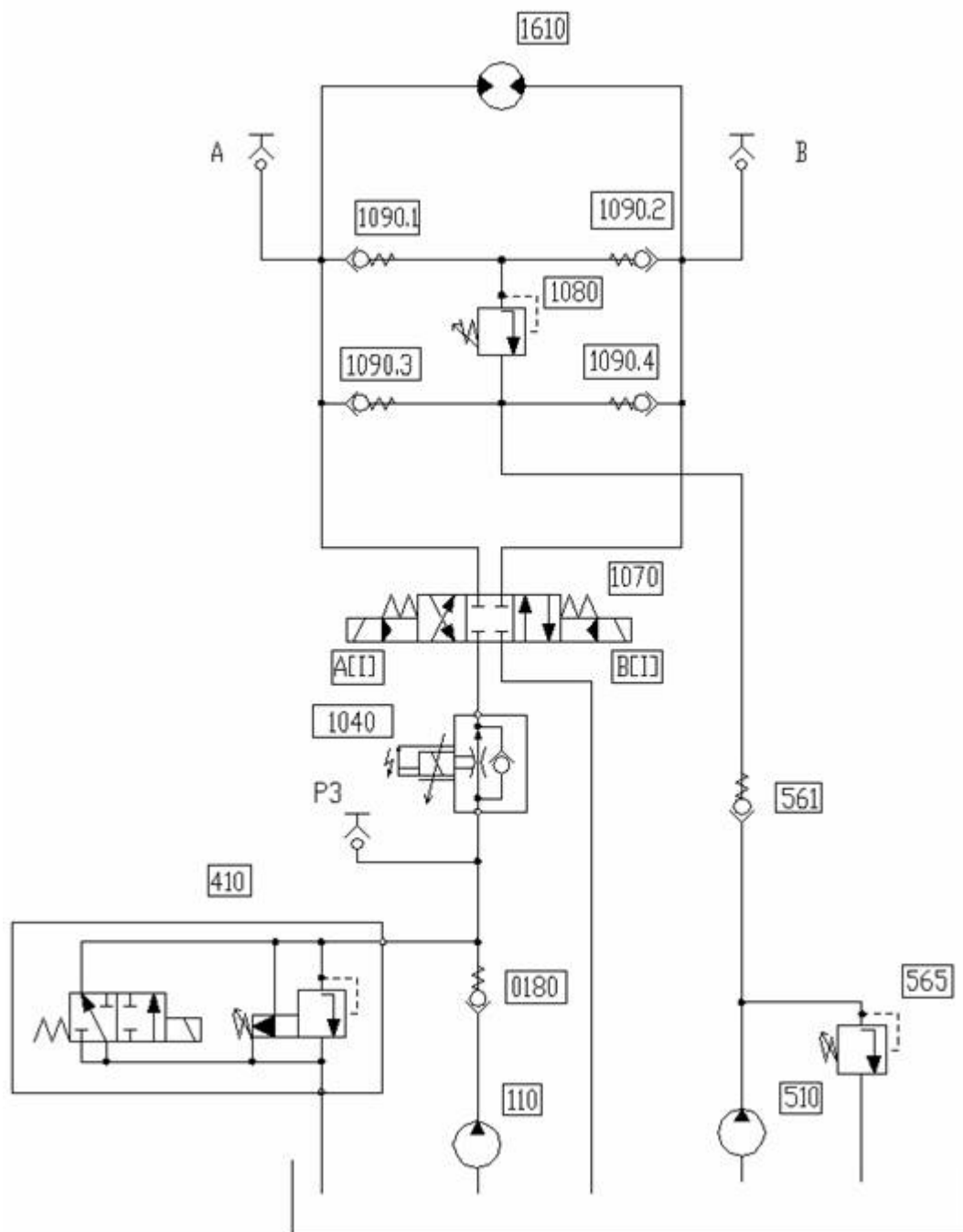
Obrázek 15 Přípravek pro měření el. proudu

4.1 Hydraulické schéma pojezdu brusky

Toto hydraulické schéma, obr. 4-2, je zjednodušené. Ve schématu jsou zakresleny jen prvky, které ovlivňují pohyb broušícího stolu brusky.

Při práci na brusce dochází k reverzaci pohybu stolu. Pohyb stolů je uskutečněn rotačním hydromotorem (1610) a směrové řízení je uskutečněno dvoustupňovým ventilem 4WEH-16-E72 (1070). Rychlost pohybu stolu je řízena proporcionálním škrťacím ventilem (1040). V závorkách jsou uvedené čísla popisující prvek v hydraulickém schématu. Tlakovou kapalinu a potřebný průtok dodává lamelové čerpadlo (110). Další čerpadlo (510) je ve funkci plnicího čerpadla a tlak je nastavený tlakovým ventilem (565). Maximální pracovní tlak v hydraulickém systému pojezdu stolu je nastavený na 80 bar tlakovým ventilem (410). Tento tlakový ventil je sdružený s vypínacím rozvaděčem, který při manipulaci s předvalky odlehčí hydraulický obvod. Zpětné ventily (1090.2-1090.4) a tlakový ventil (1080) kompenzují při

uzavření rozvaděče (1070) tlakové špičky. Zpětné ventily (0180) a (561) chrání čerpadla před tlakovými rázy.



Obrázek 4-16 Hydraulické schéma pohonu

4.1.1 Specifikace hydraulických prvků

Ve specifikaci jsou uvedené jen základní údaje. Další údaje a charakteristiky jednotlivých prvků, lze najít v katalogových listech výrobců.

Rotační hydromotor RM 3150

položka 1610

Radiální pístový hydromotor s excentrem.

Výrobce	Düsterloh Fluidtechnik
Počet pístu	7.
Geometrický objem	$3,167 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
Rozsah otáček	$3 - 250 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
Moment setrvačnosti v ose hřídele	$0,1285 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Vstupní tlak plynulý	25 MPa
přerušovaný	$31,5 \text{ MPa}$
špička	40 MPa
Teoretický specifický moment	$50,4 \text{ Nm} \cdot \text{bar}^{-1}$
Trvalý výkon max.	145 kW

Zpětné ventily M-SR 25 KE02-1X položka 1090.1-1090.4

Tento zpětný ventil je určen pro montáž do bloku.

Výrobce	Bosch Rexroth
Jmenovitá velikost NG	25
Otevírací tlak	$0,2 \text{ MPa}$
Maximální pracovní tlak	$31,5 \text{ MPa}$

Pojistný ventil přímo řízený DBDS 30 P1X/200 položka 1080

Pojistný ventil typu DBD je přímo řízený sedlový ventil.

Výrobce	Bosch Rexroth
Jmenovitá velikost NG	30
Nastavitelný tlak do	20 MPa

Hydraulický rozvaděč 4WEH 16 E7X/6EG24 N9ET položka 1070

Ventil typu WEH je šoupátkový rozvaděč s elektrohydraulickým ovládáním.

Výrobce	Bosch Rexroth
Jmenovitá velikost NG	16
Maximální provozní tlak	28 MPa
Minimální řídicí tlak	$1,4 \text{ MPa}$

Proporcionální škrťací ventil 2FRE 16 - 4X/160LBK 4M položka 1040

Proporcionální škrťací ventil typu 2FRE vykonává 2-cestnou funkci. Tento ventil je schopný regulovat průtok kapaliny, jehož hodnota se zadává elektricky, nezávisle na tlaku a dalekosáhle na teplotě.

Výrobce	Bosch Rexroth
---------	---------------

Maximální provozní tlak 31,5 MPa

Maximální průtok 0,16 m³ · min⁻¹

Pojistný ventil DBW 20 B2-5X/200S6EG24N9

položka 410

Tlakový ventil DBW je nepřímo řízený pojistný ventil. Slouží k omezování tlaku a odlehčování pracovního tlaku prostřednictvím elektromagnetického ovládání.

Výrobce Bosch Rexroth

Jmenovitá velikost DN 20

Maximální provozní tlak 350 MPa

Nastavitelný tlak 200 MPa

Maximální průtok 0,5 m³ · min⁻¹

Zpětný ventil RHD 42 PLO, 5

položka 0180

Výrobce Mannesmann Rexroth

Otevírací tlak 0,05 MPa

Jmenovitý tlak 10 MPa

průřez D₁ 42 mm

Zpětný ventil RHD 12 PLO, 5

položka 561

Výrobce Mannesmann Rexroth

Otevírací tlak 0,05 MPa

Jmenovitý tlak 25 MPa

průřez D₁ 12 mm

Pojistný ventil DBDS 6 G1X/25

položka 565

Pojistný ventil typu DBD je přímo řízený sedlový ventil.

Výrobce Bosch Rexroth

Jmenovitá velikost NG 6

Nastavitelný tlak do 2,5 MPa

Hydrogenerátor PVV-1X/139RA15DMC

položka 110

Konstantní lamelové čerpadlo.

Výrobce Bosch Rexroth

Geometrický objem V_g 1,39 · 10⁻⁴ m³

Max průtok při $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ 0,203 m³ · min⁻¹

Maximální tlak 17,5 MPa

Hydrogenerátor AZPF-12-004RCB20KB

položka 510

Výrobce	Bosch Rexroth
Geometrický objem V_g	4 cm^3
Max průtok při $n = 1500 \text{ min}^{-1}$	$6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
Maximální tlak	28 MPa

Potrubí -všechna potrubí jsou průměru 42 mm

Délka potrubí od čerpadla k rozvaděči je cca 2,5 m.

Délka potrubí od rozvaděče k HM je cca 10 m.

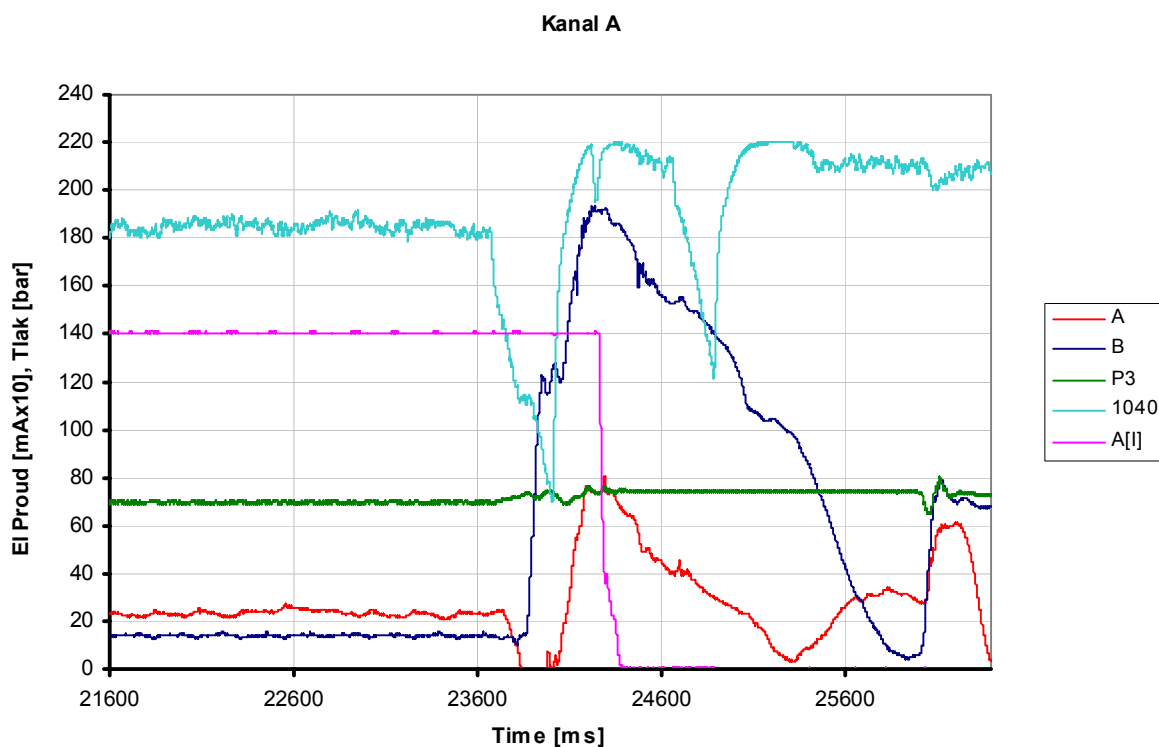
4.2 Rozbor a popis měření.

Při reverzaci pohybu stolu může vlivem setrvačnosti pohybujících se hmot (vlastní váha stolu a váha sochoru) dojít k nárůstu tlakových špiček v hydraulickém systému, které mohou způsobovat praskání trubek v kritických místech, jako jsou ohyby, T-kusy atd. Vlivem tlakových špiček mohlo také dojít k poruše hydromotoru. Na základě rozboru hydraulického schématu se provedla na zařízení měření, jak tlaku na měřicích místech A, B, které jsou před vstupem do hydromotoru, tak na přívodním tlaku P3. Také se současně měřil el. proud na cívkách magnetu směrového ventilu (1070) a na cívce proporcionálního magnetu škrticího ventilu (1040). Doba měření byla 60 sekund při vzorkovací frekvenci 1000 Hz (1 milisekunda). Pro měření tlaku se použil přístroj od fy. HYDAC HMG 3000. Proud na cívkách magnetu ventilu se měřil přes přípravek na měření elektrického proudu, který byl rovněž napojen na měřicí vstup přístroje HMG 3000.

4.3 Vyhodnocení měření.

Vyhodnocení měření se provedlo na PC v grafech, které byly vytvořeny v programu HMGWIN 3000, který je dodáván s měřicím přístrojem HMG 3000. Tyto grafy byly pro potřeby této diplomové práce převedeny do tabulky a v programu Excel vytvořené nové grafy průběhu. Grafy vytvořené originálním programem od fy Hydac jsou součástí přílohy. Tyto grafy představují jen výřezy z celkových dat, na kterých je vidět nestandardní chování měřených prvků. Pro lepší zobrazení vyhodnocovaných hodnot byly v grafu na ose y upravené měřítka hodnot pro el. proud a tlaků.

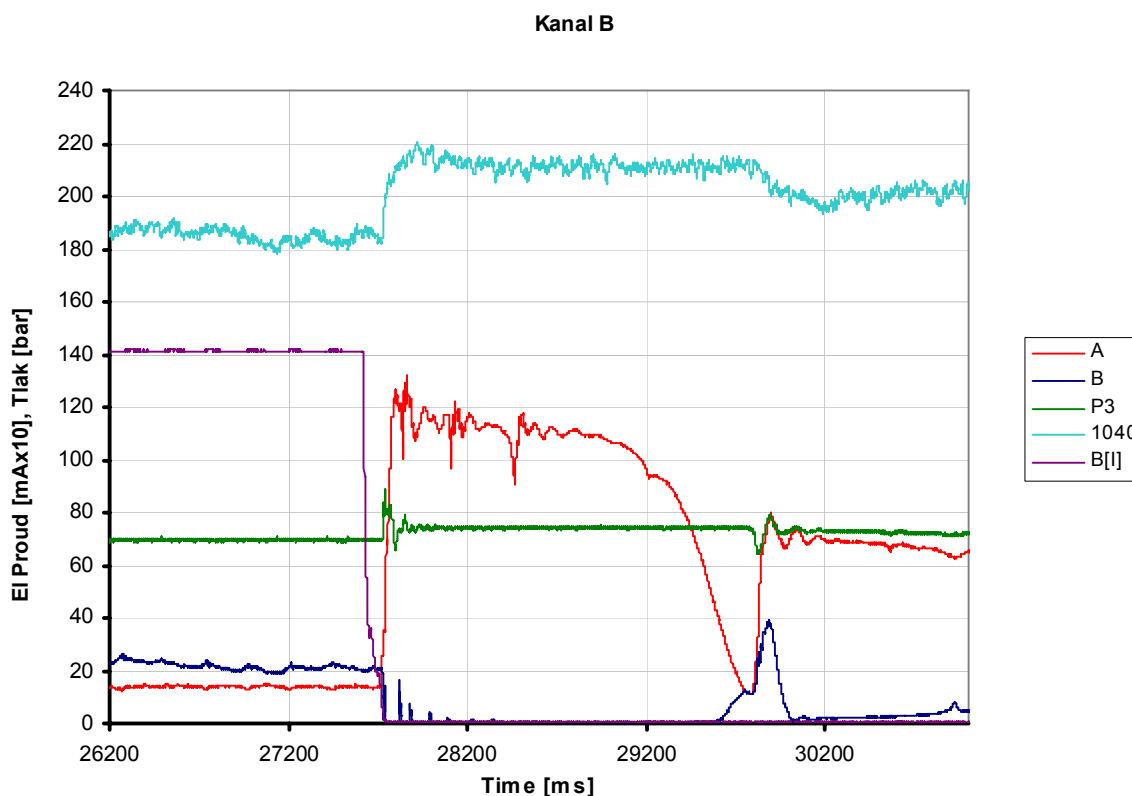
Na obr. 4-3 je vidět že na cívce proporcionálního magnetu škrticího ventilu (1040) dojde k poklesu řídicího proudu a na cívku magnetu A[I] směrového ventilu (1070) jde proud v plné hodnotě (ventil (1070) by měl zůstat teoreticky otevřený).



Obrázek 4-17 Průběh z měření 1-010 A

Tento stav vede k tomu, že vlivem setrvačnosti pohybu stolu se rychlost pohybu stolu zmenšuje pomaleji než je změna rychlosti průtoku kapaliny zapříčiněna poklesem řídicího elektrického proudu na cívce magnetu proporcionálního škrtícího ventilu (1040). Rozdíl mezi rychlostí pohybu stolu a rychlostí hydraulické kapaliny způsobí, že dojde k poklesu tlaku ve větvi A. Tlaková kapalina pro řízení ventilu (1070) je přiváděna interně a proto dojde taky k poklesu tlaku v řídicím kanále tohoto ventilu a ventil se fyzicky uzavře, i když proud na cívku magnetu je v plné výši. Použitý směrový ventil (1070) je dvoustupňový to znamená, že hlavní šoupátko je řízené tlakovou kapalinou, kterou řídí pilot ventil a ten je řízeny elektricky. Tlak řídicí kapaliny nesmí u těchto ventilu poklesnout pod cca 14 bar. Po odeznění poruchy na napájení proporcionálního škrtícího ventilu (1040) dojde k opětovnému otevření ventilu (1070) a okamžitému nárůstu tlaku na tlak 190 bar. Tyto změny probíhají řádově ve stovkách milisekund což, vede k rozkmitání systému a k nárůstu tlakových špiček.

Na obr. 4-4 je vidět vykreslený průběh tlaku a řídicího proudu na cívce magnetu B[I] ventilu (1070) a řídicího proudu na cívce škrtícího ventilu (1040). Z průběhu lze vyčíst, že nedojde k poklesu proudu na ventilu (1040) a proto je průběh tlaku na výstupu A bez velkých tlakových špiček. Nárůst tlaku je jen cca. 125 bar.



Obrázek 4-18 Průběh z měření 1-010 B

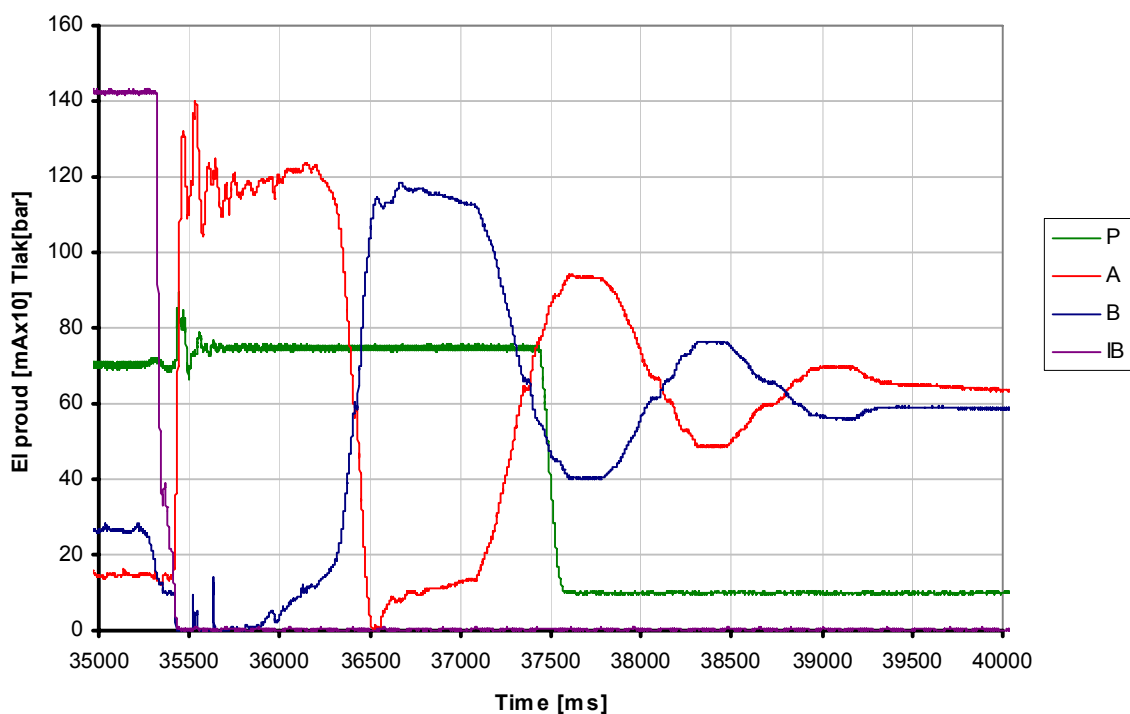
5 Změření a vyhodnocení přechodové charakteristiky

Pro měření přechodové charakteristiky byl režim provozu brusky přizpůsoben tomuto měření. To znamená, že brusný kotouč nebyl v záběru na materiálu, aby odpor, který vzniká vlivem přitlaků brusného kotouče neovlivnil měření a taky proto, aby při měření nedošlo k poškození kotouče. Pohyb stolu se neprováděl reverzačně, ale mezi přepnutím směru pohybu stolu se nechávala delší časová mezera, aby se tlak v hydraulickém obvodu dostal na ustálenou hodnotu.

Data z měření byla převedena do programu Excel. Výsledný průběh z měření můžeme vidět na obr 5-1

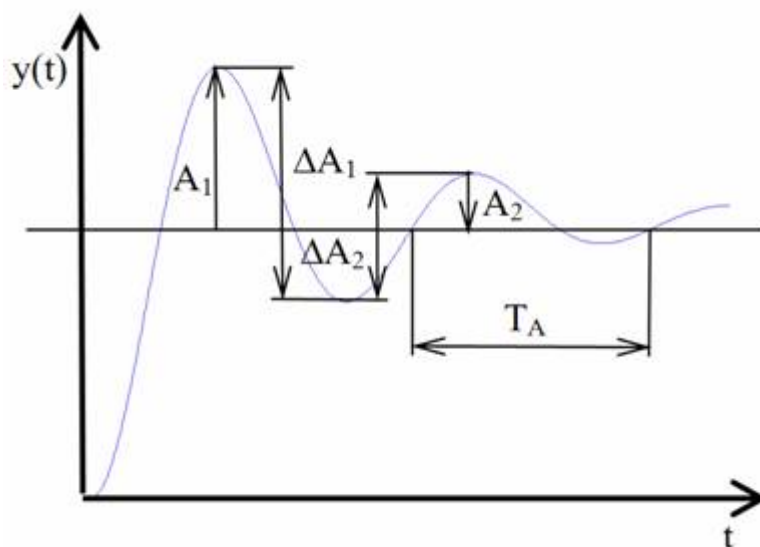
Pro změřenou přechodovou charakteristiku byl graf z obr 5-1 upravený. Byl vytvořen nový graf průběhu tlaku obr. 5-2 na kterém je zobrazen jen výběr dat pro tlak ve větvi A. Data byla vybíraná s ohledem na činnost tlakového ventilu (1080), který je nastavený na tlak cca. 12 MPa. Tento tlakový ventil přepouští tlak, který je větší než nastavená hodnota a tím ovlivňuje měření přechodové charakteristiky.

Přechodová charakteristika



Obrázek 5-1 Přechodová charakteristika z měření 1-013

Jak z obr. 5-1 tak i z obr 5-3 je vidět že přechodová charakteristika vykazuje tlumené kmity a proto je zřejmé že aproximace této přechodové charakteristiky bude přenos, který obsahuje proporcionální člen se setrvačností druhého řádu, a ten je určen alespoň dvěma komplexně sdruženými kořeny. Součinitel poměrného tlumení bude v rozsahu $0 < a < 1$



Obrázek 5-2 Obecná přechodová charakteristika s kmitavým průběhem

Přenos této přechodové charakteristiky je pak určen vztahem 5.1 [9] [10] [1]:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{K}{T_0^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_0 \cdot s + 1} \quad (5.1)$$

Tento přenos odpovídá diferenciální rovnici

$$T_0^2 \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + 2 \cdot \xi \cdot T_0 \cdot \frac{dy}{dt} + y = K \cdot u \quad (5.2)$$

Kde K je zesílení a je definováno poměrem ustálených hodnot vstupu a výstupu.

$$K = \frac{y_\infty}{u_\infty} \quad (5.3)$$

ξ je součinitel poměrného tlumení ze vztahu 5.4 nebo 5.5

Při výpočtu poměrného tlumení ξ vycházím, při určování parametru nutných pro výpočet, z obrázků 5-2.

$$\xi = \frac{\ln \frac{\Delta A_1}{\Delta A_2}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \frac{\Delta A_1}{\Delta A_2}}} \quad (5.4)$$

$$\xi = \frac{\vartheta}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \vartheta^2}} \quad (5.5)$$

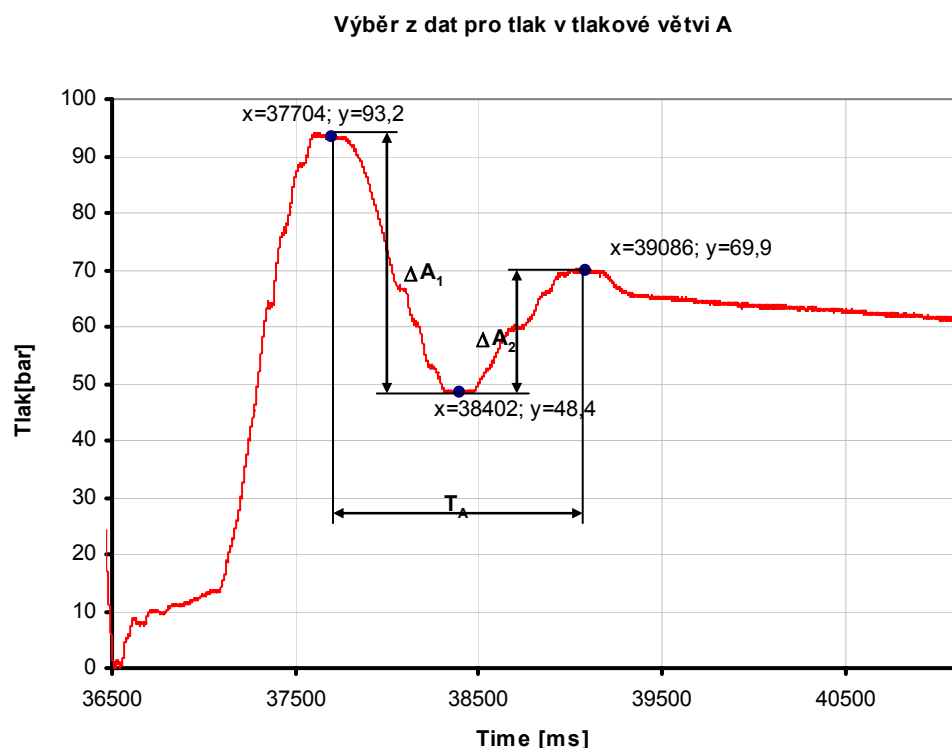
$$\vartheta = \ln \frac{A_1}{A_2} \quad (5.6)$$

Vztah 5.4 se používá v případě, kdy z průběhu přechodové charakteristiky nelze určit přesnou hodnotu ustálené veličiny. Další parametr, který se vyskytuje ve vztazích 5.1; 5.2, je časová konstanta T_0 a ta je definována vztahem 5.7

$$T_0 = \frac{T_A}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad [s] \quad (5.7)$$

Změřená odezva ale ne vždy odpovídá členu druhého řádu. Proto je někdy model vhodné rozšířit o proporcionální člen prvního řádu. Tento člen se řadí jako sériový k členu druhého řádu. Toho se využívá, pokud kmity jsou více tlumené než aproximující odezva.

5.1 Vlastní výpočet hodnot přechodové charakteristiky



Obrázek 5-3 Výběr z měření 1-013

Hodnoty pro vlastní výpočet parametrů přechodové charakteristiky byly odečtené z grafu na obr. 5-2. Z grafu na obr 5-2 nelze přesně určit ustálenou hodnotu tlaku, proto byl pro výpočet použitý vztah 5.4 [9].

Výpočet hodnot ΔA_1 ; ΔA_2 ; T_A :

$$\Delta A_1 = 93,2 - 48,4 = 44,8 \quad (5.8)$$

$$\Delta A_2 = 69,9 - 48,4 = 21,5 \quad (5.9)$$

$$T_A = 39086 - 37704 = 1382 \text{ ms} = 1,382 \text{ s}$$

Výpočet součinitele poměrného tlumení ξ :

$$\xi = \frac{\ln \frac{\Delta A_1}{\Delta A_2}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \frac{\Delta A_1}{\Delta A_2}}} \quad (5.10)$$

$$\xi = \frac{\ln \frac{44,8}{21,5}}{\sqrt{\pi^2 + \ln^2 \frac{44,8}{21,5}}} = 0,228$$

Výpočet hodnoty časové konstanty T_0 :

$$T_0 = \frac{T_A}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{1 - \xi^2}$$

$$T_0 = \frac{1,382}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{1 - 0,228^2} = 0,214 \text{ s}$$
(5.11)

Výpočet vlastní frekvence f_{0m} ω_{0n} z naměřených dat:

$$f_{0m} = \frac{1}{T_A}$$

$$f_{0m} = \frac{1}{1,382} = 0,724 \text{ Hz}$$

$$\omega_{0m} = 2 \cdot \pi \cdot f_{0m} = 0,724 \cdot 2 \cdot \pi = 4.54 \text{ s}^{-1}$$
(5.12)

Správnost těchto výpočtu si můžeme ověřit simulaci v programu Matlab, kde se z vypočítaných hodnot sestaví přenos pomocí jednoduchého skriptu [9] nebo sestavením matematicky definovaných bloků v programu Matlab Simulink viz obr. 5-3. Pomocí výpočetního skriptu můžeme také zjistit i charakteristické kořeny polynomu, které jsou po spuštění skriptu vypsané v hlavním okně Command Window.

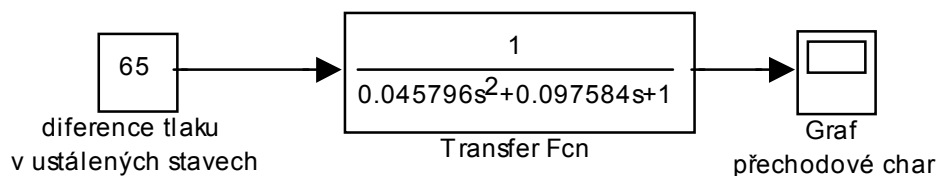
V případě zkoumaného přenosu vyšly tyto dva komplexně sdružené kořeny:

$$x_1 = -1,0654 + 4,5498i$$

$$x_1 = -1,0654 - 4,5498i$$

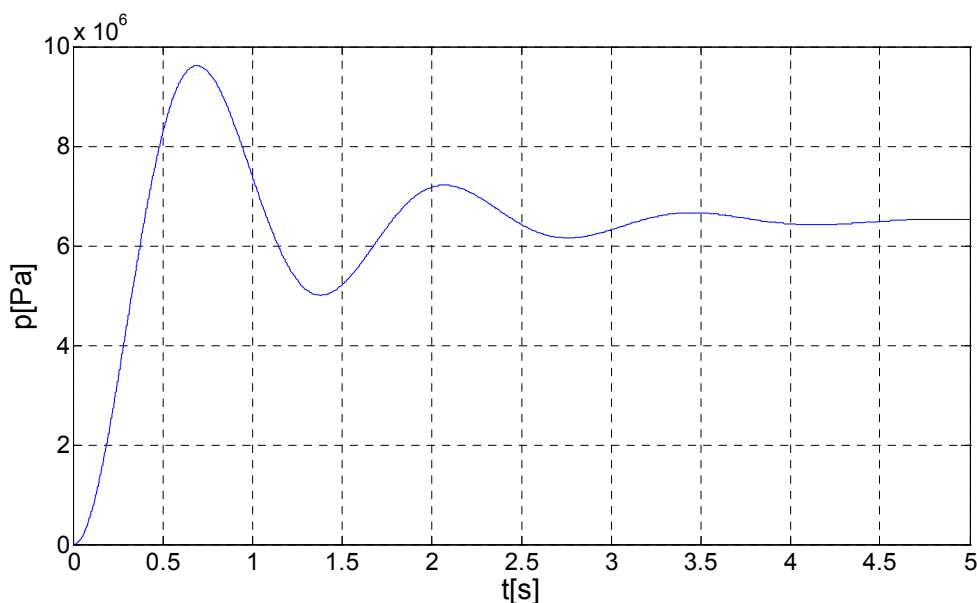
Skript pro výpočet přenosu přechodové charakteristiky:

```
Ms=[ 65 ] ;                                %Čitatel přenosu = rozdíl tlaku v ustáleném
                                           %stavu
Ns=[0.045796 0.097584 1]                 %Polynom ve jmenovateli přenosu
                                           [TO^2;2*a*T0;1]
t=[0:0.001:5]                             %Generování vektoru času [t0:krok:tmax]
h=step(Ms,Ns,t)                           %Výpočet přechodové charakteristiky
plot(t,h),grid                           %Vykreslení přechodové charakteristiky
xlabel('t (s)')                           %Popis osy x
ylabel('d (t)')                           %Popis osy y
printsys(Ms,Ns)                           %Výpis přenosu systému
roots(Ns)                                 %Vypočet kořenu polynomu Ns
```



Obrázek 5-4 Přenos blokově

Výsledkem simulace pomocí přenosové funkce je průběh, který je vykreslen v prostředí programu Matlab obr. 5-4.

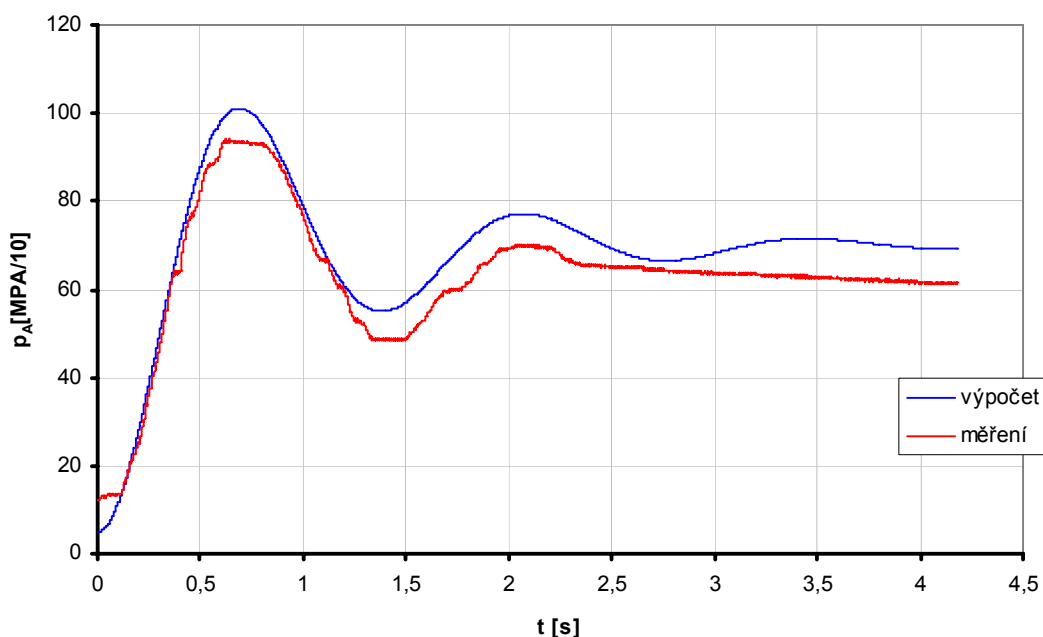


Obrázek 5-5 Průběh z přenosu

Pro lepší možnost porovnání simulace a měření je výhodnější převést průběhy z obr. 5-2, a 5-4 do jednoho grafu. Za tímto účelem byly data vypočítaná pomocí skriptu převedeny do programu Excel, kde jsem dříve taky převedl výběr z dat měření.

Z obr. 5-5 můžeme vidět, že oba průběhy tlaku, jak vypočítaný tak i změřený, jsou si podobné. Z toho můžeme usuzovat, že vypočítané hodnoty jsou správné.

Změřená a vypočtená přechodová charakteristika



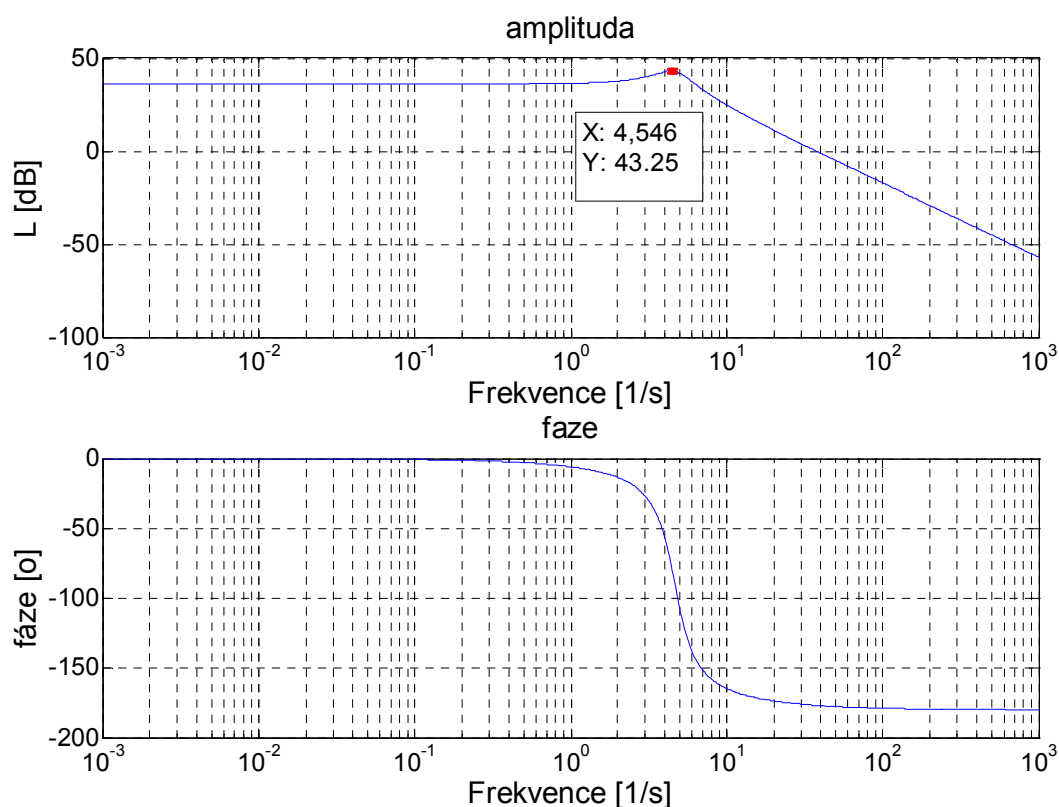
Obrázek 5-6 Průběh z přenosu a výběru z měření 1-013

Pro porovnání frekvencí, které byly vygenerované přenosem a které byly vypočítané z přechodové charakteristiky měření 1-013 jsem pomocí skriptu vygeneroval amplitudovou a fázovou charakteristiku pro přenosovou funkci. Tato frekvenční charakteristika je v logaritmické stupnici a hodnoty frekvencí jsou v radiánech, viz obr. 5-7.

Skript pro výpočet frekvenční charakteristiky:

```
Ms=[ 65]; %polynom v čitateli přenosu
Ns=[0.045796 0.097584 1]; %polynom ve jmenovateli přenosu
w=logspace(-3,3,1000) %vy generování 1000 hodnot úhlové frekvence
%v rozsahu 10e-3 až 10e3 logaritmické stupnici
[A,fi,w]=bode(Ms,Ns,w); %Výpočet frekvenční charakteristiky systémů s
%přenosem G(s)= Ms/Ns A = zesílení; fi = fáze
% vykreslení průběhu amplitůdy

subplot(2,1,1);
semilogx(w,20*log10(A));grid;
xlabel('Frekvence [1/s]')
ylabel('L [dB]')
subplot(2,1,2); % vykreslení průběhu fáze
semilogx(w,fi),grid;
xlabel('Frekvence [1/s]')
ylabel('fáze [o]')
printsys(Ms,Ns)
```



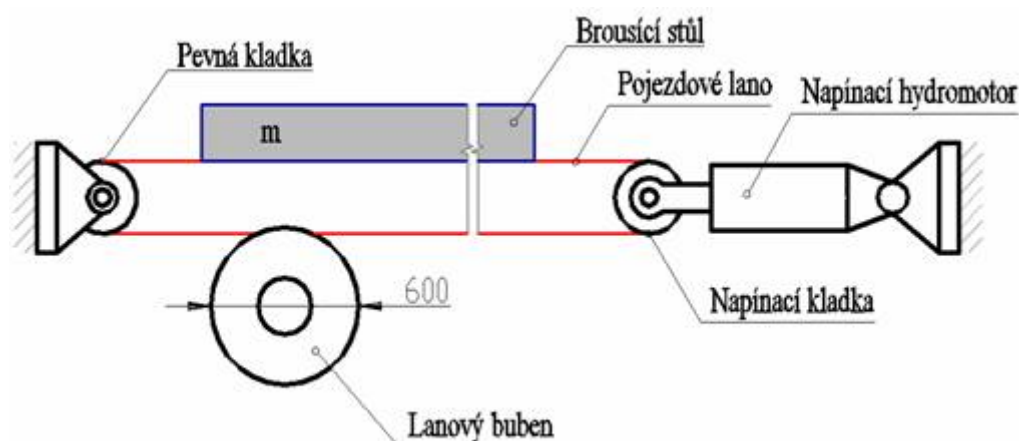
Obrázek 5-7 frekvenční charakteristika v logaritmické stupnici a v radianech

Z průběhu frekvencí z grafu 5-7 můžeme odečíst nejvýraznější frekvenci a to 4.546 radiánu za sekundu. Vypočítaná frekvence z přechodové charakteristiky je 4,54 radiánu za sekundu. Porovnáním obou frekvencí je zřejmé, že jak vypočtená tak i frekvence získaná z přenosu jsou stejné.

5.2 Výpočet teoretické vlastní frekvence hydraulického obvodu

Pro výpočet vlastní frekvence hydraulického obvodu musíme nejdříve vypočítat redukovaný moment setrvačnosti na hřídeli hydromotoru. Váha brousícího stolu a sochoru je dohromady cca 25000 kg. Další hmotnosti a momenty setrvačnosti jsou vzhledem k této váze zanedbatelné, a proto se nezahrnují do výpočtu. Počítá se jen s momentem setrvačnosti HM.

5.2.1 Výpočet redukovaného momentu na hřídel HM



Obrázek 5-8 Zjednodušené schéma mechanismu pojezdu stolu brusky

Při redukci vycházíme z kinetické energie řešené soustavy a jejích prvků. To znamená, že fiktivní těleso, na které redukuje, musí mít stejnou kinetickou energii jak skutečný mechanismus.

$$E_k = \frac{1}{2} J_{red} \cdot \omega^2 = \sum J_n \cdot \omega^2 + \sum m_n v^2 \quad (5.13)$$

Po dosazení hodnot do rovnice 5.13 a úpravách dostaneme vztah 5.14. z kterého spočítáme redukovaný moment setrvačnosti.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} J_{red} \cdot \omega^2 &= \frac{1}{2} m_s \cdot v^2 + \frac{1}{2} J_{HM} \cdot \omega^2 \\ J_{red} \cdot \omega^2 &= m_s \cdot \omega^2 \cdot r^2 + J_{HM} \cdot \omega^2 \\ J_{red} &= m_s \cdot r^2 + J_{HM} \\ J_{red} &= 25000 \cdot 0,3^2 + 0,1285 = 2250,1 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2} \end{aligned} \quad (5.14)$$

Hmotnost brousícího stolu včetně zařízení	m_s	25000 kg
Moment setrvačností HM dle katalogu výrobce	J_{HM}	0,1285 kg m ⁻²
Poloměr lanového bubnu	r	0.3 m

5.2.2 Vlastní výpočet teoretické frekvence f_0

Rotační hydromotor si zjednodušeně můžeme představit jako systém s hmotnou zátěží o hmotnosti m a dvěma nehmotnými pružinami k_1 , k_2 o celkové tuhosti $k = k_1 + k_2$. Takto popsany systém se vyznačuje kmitavým charakterem. Z hlediska dynamických vlastností můžeme rotační hydromotor přirovnat k přímočarému hydromotoru [12],[13].

$$f_0 = \frac{1}{(2 \cdot \pi)^2} \cdot \sqrt{\frac{V_g^2 \cdot 2 \cdot K}{I \cdot V_{1,2}}} \quad (5.15)$$

$$f_0 = \frac{1}{(2 \cdot \pi)^2} \cdot \sqrt{\frac{(3,167 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{2250 \cdot 0,014}} = 0,7549176 \text{ Hz}$$

$V_{1,2}$ je objem kapaliny ve vstupním a výstupním prostoru hydromotoru zvětšený o polovinu geometrického objemu hydromotoru.

$$V_{1,2} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) \cdot l + \frac{1}{2} V_g \quad (5.16)$$

$$V_{1,2} = 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,042^2}{4} \right) \cdot 4,5 + \frac{1}{2} 3,167 \cdot 10^{-3} = 0,014 \text{ m}^3$$

d průřez přívodního (zpětného potrubí) $d = 0,042 \text{ m}$

l délka přívodního (zpětného potrubí) $l = 4,5 \text{ m}$

K modul pružnosti kapaliny $K = 1,4 \cdot 10^9 \text{ Pa}$

Porovnáním vlastní frekvence vypočítané ze změřené přechodové charakteristiky (viz. kapitola 5.1) a teoretické vlastní frekvence můžeme konstatovat, že obě vlastní frekvence jsou skoro stejné. Malý rozdíl ve vypočítaných hodnotách způsobují síly, které vznikají na skutečném zařízení vlivem válivého odporu, tření, pružnosti lana atd.

6 Frekvenční charakteristika z naměřených dat

6.1 Fourierova transformace

Průběhy signálu se obvykle znázorňují v čase. Při posuzování časového průběhu signálu je výhodné využít i jeho vlastnosti reprezentované rozkladem na soubor elementárních funkcí. Nejpřirozenějším způsobem pro technické účely je rozklad na soubor harmonických funkcí, které se liší amplitudou, úhlovou frekvencí a svou počáteční fází. Rozklad periodické funkce se spojitým časem na kombinacích harmonických signálu se nazývá Fourierova řada.

Komplexní tvar nekonečné Fourierovy řady má tvar [16] [17]

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} F_k \cdot e^{\left(j \frac{2\pi}{T} \cdot k \cdot t\right)} \quad (6.1)$$

$$F_k = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T x(t) e^{\left(-j \frac{2\pi}{T} \cdot k \cdot t\right)} \cdot dt \quad k = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots \quad (6.2)$$

$F_k, k=0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$ koeficienty Fourierovy řady

T perioda

$x(t)$ signál, funkce spojitého času

Vztahy pro přímou a zpětnou Fourierovou transformaci obecného signálu [16]

přímá transformace

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \cdot e^{-j \cdot \omega \cdot t} \cdot dt \quad (6.3)$$

zpětná transformace

$$x(t) = \frac{1}{2 \cdot \pi} \int_{-\infty}^{+\infty} X(\omega) \cdot e^{+j \cdot \omega \cdot t} \cdot d\omega \quad (6.4)$$

Při zpracování signálů pomocí počítačů se pracuje výhradně s diskrétními hodnotami. Při analýze se ze signálu proto používá pouze část reprezentovaná N diskrétními hodnotami, která se považuje za periodickou. Takováto transformace se nazývá „Diskrétní Fourierova transformace“ (DFT).

Vztahy pro přímou a zpětnou DFT [16] [17].

$$X_\omega = \sum_{n=0}^{N-1} x_t \cdot e^{-j \cdot k \cdot n \cdot \frac{2 \cdot \pi}{N}} \quad (6.5)$$

$$x_t = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} X_\omega \cdot e^{+j \cdot k \cdot n \cdot \frac{2 \cdot \pi}{N}} \quad (6.6)$$

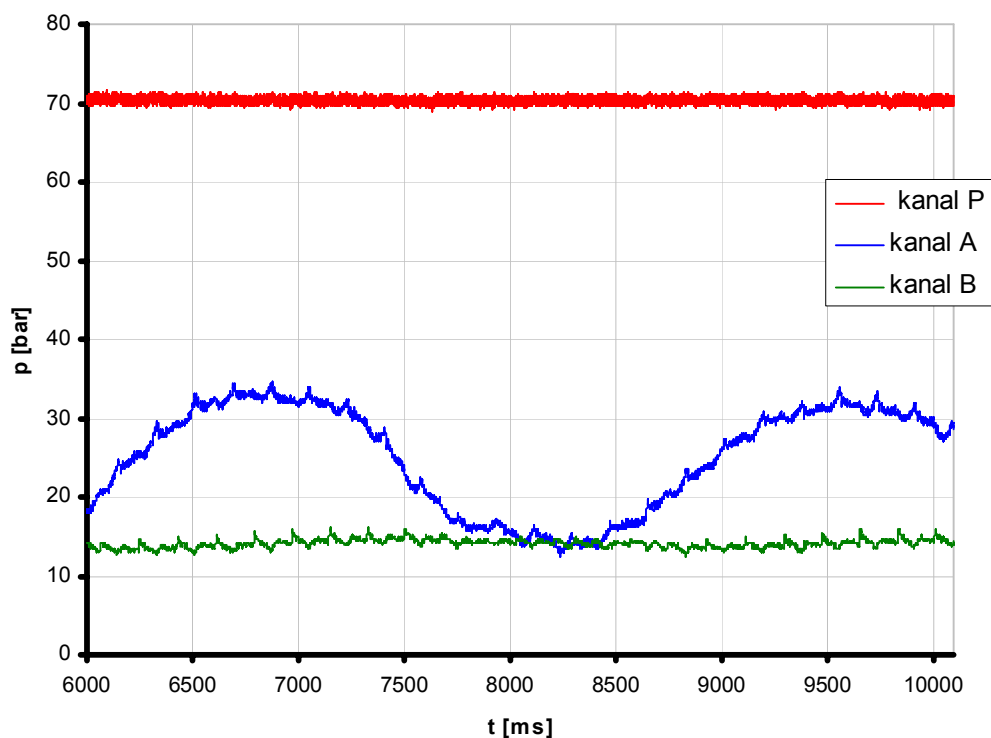
Pro praktické použití je diskrétní Fourierova transformace relativně výpočetně náročná, proto byly vytvořeny rychlé výpočetní algoritmy, jež výrazně snižují pracnost a celkový počet operací. Tyto algoritmy byly známy již na počátku 20 století, ale nenašlo se pro ně praktického využití. Dnes existuje těchto algoritmů celá řada a využívají periodičnosti a různých symetrií. Jedním z nich je i algoritmus rychlé Fourierovy transformace (FFT) podle Cooleyho-Tuckeyho (1965). Tento algoritmus provádí výpočet transformace nad počtem vzorků rovnému nějaké mocnině dvou.

6.2 Frekvenční charakteristika z výběru měření 1-013

Pro výpočet frekvenční charakteristiky z měření 1-013 jsem využil předdefinované matematické funkce pro rychlou Fourierovou transformaci (FFT) programu Mathcad [7] a výběr z dat měření.

Tento výběr musí splňovat určité podmínky. Základní podmínka je, že počet vzorků výběru musí odpovídat nějaké mocnině čísla 2 (viz. kapitola 6.1). Dalším kritériem pro výběr dat je, že mechanismus pracuje v ustáleném stavu, což znamená, že musíme vypustit dobu

rozběhu a dobu brzdění. Pro takto definovaná data vyhovuje výběr, od 6000 ms do 10096 ms viz obr. č.6-1.



Obrázek 6-1 Výběr z měření 1-013 pro výpočet frekvenčních spekter

Z tohoto výběru jsou vypočítané frekvenční charakteristiky jak pro tlak v kanálech A, B tak i pro průběh tlaků v kanále P. Průběhy výpočtů jsou převedené do grafu obr. 6-2, 6-3 a 6-4.

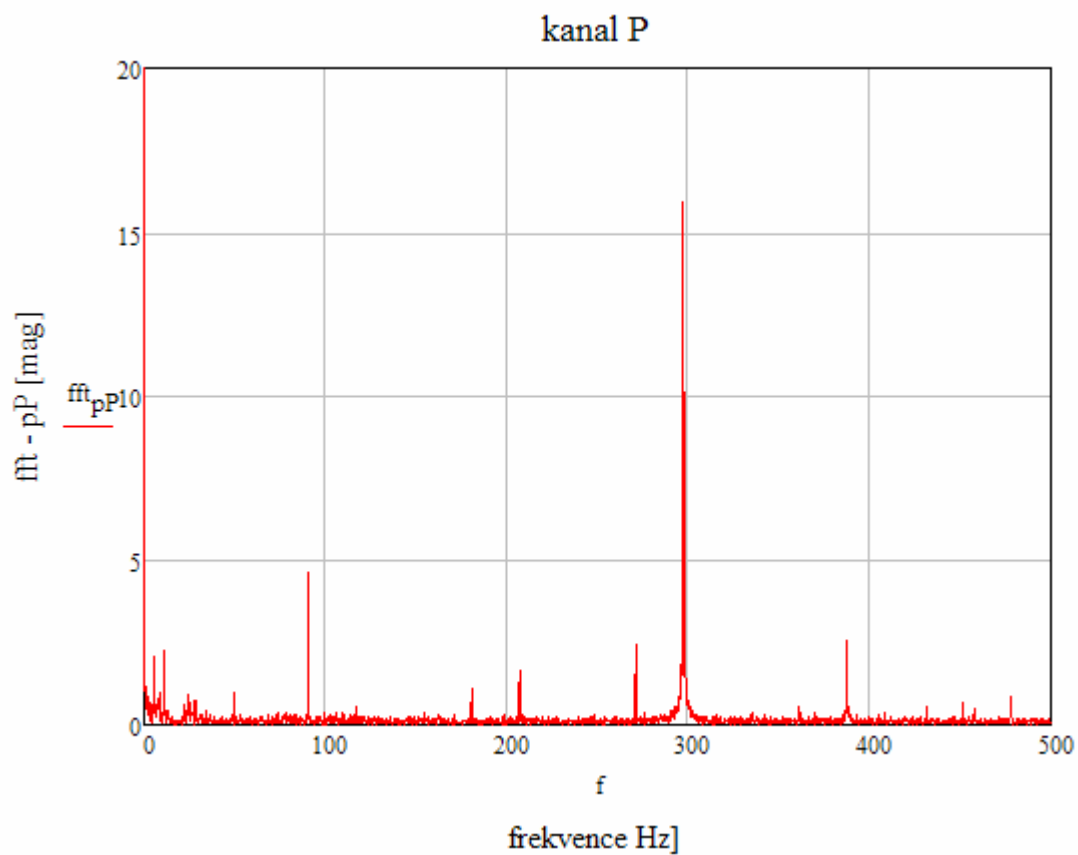
Na obr 6-2 můžeme vidět, že nejvýraznější frekvence je 290 Hz. Tato frekvence přibližně odpovídá základní otáčkové frekvenci HG vynásobené počtem lamel HG.

$$n_{HG} = 1450 \text{ ot/min} = 24,2 \text{ ot/s} \quad (6.7)$$

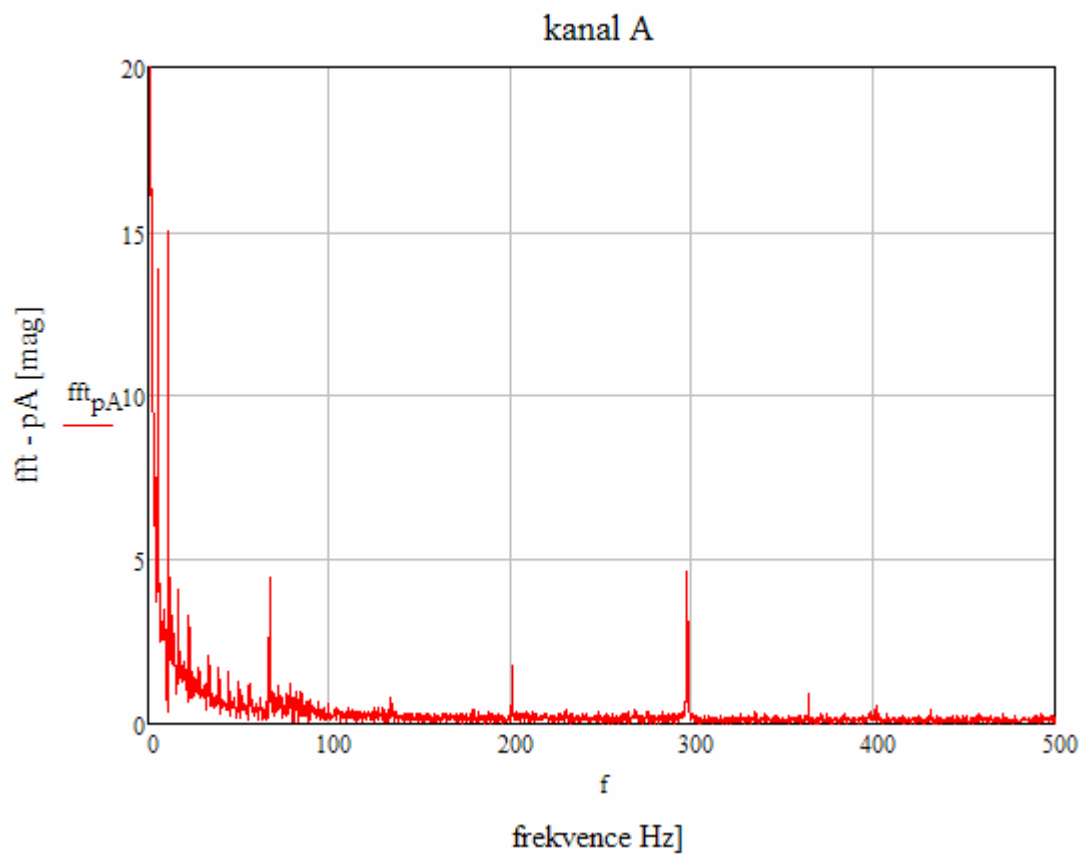
Z výpočtu 6.7 je zřejmé že základní otáčková frekvence f_{oz} je 24.2 Hz. Pro počet lamel HG $z = 12$ je frekvence tlakových pulzací lamelového hydrogenerátoru f_{HG} daná vztahem 6.8

$$f_{HG} = f_{oz} \cdot z = 24,2 \cdot 12 = 290 \text{ Hz} \quad (6.8)$$

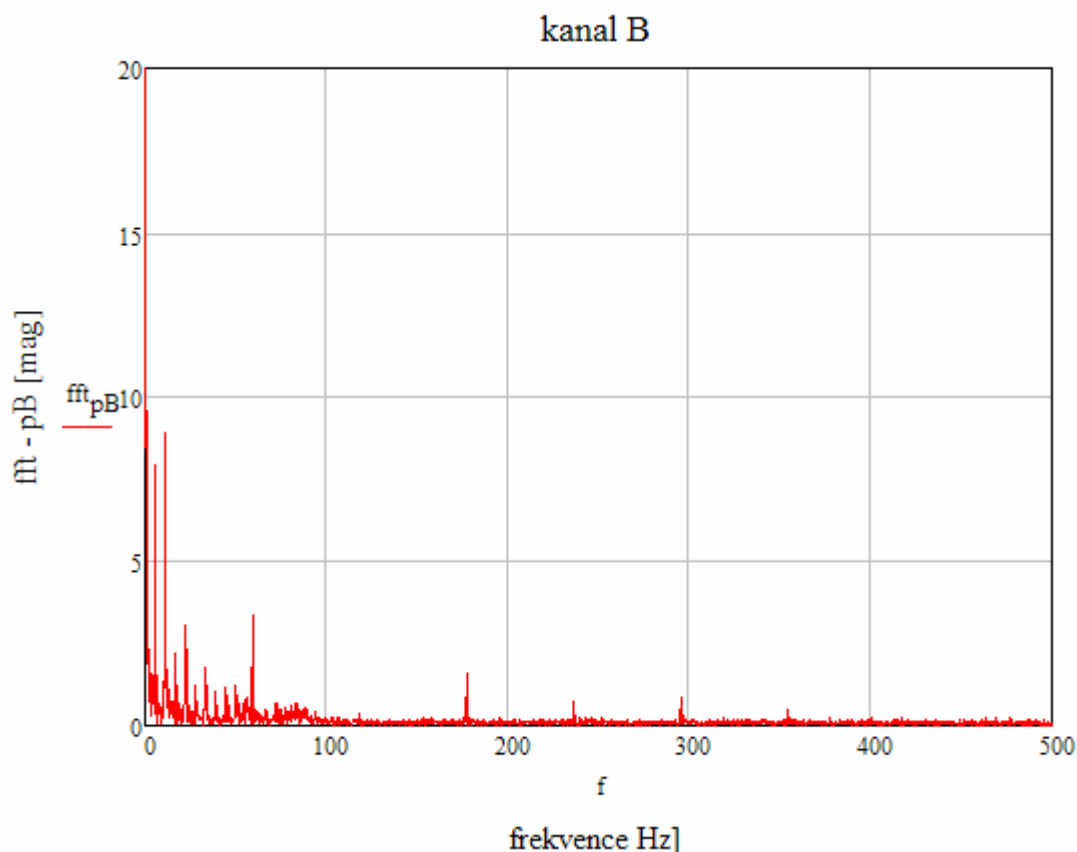
Tato frekvence f_{HG} , i když částečně utlumená vlivem hydraulického odporu, se projevuje i ve frekvenční charakteristice naměřeného tlaku v kanále A. V kanále B je už tato frekvence nepatrná.



Obrázek 6-2 Frekvenční spektrum pro tlak v přívodním potrubí



Obrázek 6-3 Frekvenční spektrum pro tlak v potrubí A větve



Obrázek 6-4 Frekvenční spektrum pro tlak v potrubí B větve

Na grafech v obr. 6-3 a 6-4 jsou nejvýraznější frekvence od 0 do 100 Hz, a proto jsem pro lepší čitelnost grafů upravil měřítko frekvenční osy, viz grafy na obr. 6-5 a 6-6. Z průběhu frekvenčních spekter na obr 6-6 a 6-7 je vidět že největší amplitudy mají frekvence 5,6 Hz a 11,2 Hz. Další viditelná frekvence je u frekvenčního spektra kanálu A 66,8 Hz a u kanálu B 59,1 Hz.

Pro určení původu těchto frekvencí se vychází z předpokladu, že tyto frekvence způsobuje rotační hydromotor. Tento rotační hydromotor RM3150 (pozice 1610 schéma obr. 4-2) od firmy Düsterloh je radiální pístový hydromotor, který má 7 pístů uspořádaných do hvězdice (obr. 6-5 pozice 1) a v ose je umístěný excentrický hřídel (obr. 6-5 pozice 2). Protože nebyla možnost přímo měřit otáčky nebo průtok na HM, musí se frekvence otáčení určit odhadem z doporučené maximální rychlosti, viz kapitola 2.1. Výpočet otáčkové frekvence se provede pro rozsah rychlosti 70-90 $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$. Pro kontrolu zda je rychlost stolu 90 $\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$ reálná se provede výpočet na teoretickou maximální rychlost. Tato rychlost je dána maximálním teoretickým průtokem, který je schopné dodat lamelové čerpadlo PVV139 (pozice 110 schéma obr 4-2).

Teoretický průtok dodány HG při otáčkách $n = 1500 \text{ ot/min}$ $Q_{\text{HG}} \text{ p } 203 \text{ l/min.}$

Objem HM

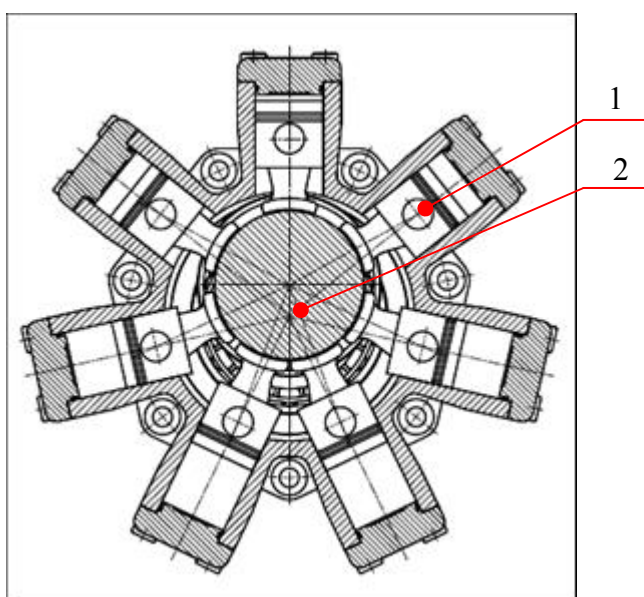
$$V_{HM} = 3,167 \text{ na otáčku}$$

$$\text{Teoretické max. otáčky HM } n_{\max HM} = \frac{Q_{HG}}{V_{HM}} = \frac{203}{3,167} = 64 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.9)$$

$$\text{Max. úhlová rychlost } \omega_{\max HM} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\max HM} = 2 \cdot \pi \cdot 64 = 402 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.10)$$

$$\text{Max. rychlost stolu } v_{\max} = \omega_{\max HM} \cdot r = 402 \cdot 0,3 = 120,6 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (6.11)$$

Z výpočtu maximální teoretické rychlosti v_{\max} stolu brusky můžeme rozsah rychlosti 70-90 m.min⁻¹ považovat za reálný.



Obrázek 6-5 Řez hydromotorem RM3150

Rychlost pojezdu brousícího stolu je:

$$70 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 1,167 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.12)$$

$$90 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Úhlová rychlost

$$\omega_{70} = \frac{v_{70}}{r} = \frac{1,333}{0,3} = 3,889 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.13)$$

$$\omega_{90} = \frac{v_{90}}{r} = \frac{1,5}{0,3} = 5 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Otáčky (otáčková frekvence):

$$n_{HM70} = \frac{\omega_{70}}{2 \cdot \pi} = \frac{4,444}{2 \cdot \pi} = 0,619 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$n_{HM90} = \frac{\omega_{90}}{2 \cdot \pi} = \frac{4,444}{2 \cdot \pi} = 0,796 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$
(6.14)

Základní frekvence HM f_1 :

$$f_{1,70} = n_{HM70} \cdot z_p = 0,619 \cdot 7 = 4,333 \text{ Hz}$$

$$f_{1,90} = n_{HM90} \cdot z_p = 0,796 \cdot 7 = 5,57 \text{ Hz}$$
(6.15)

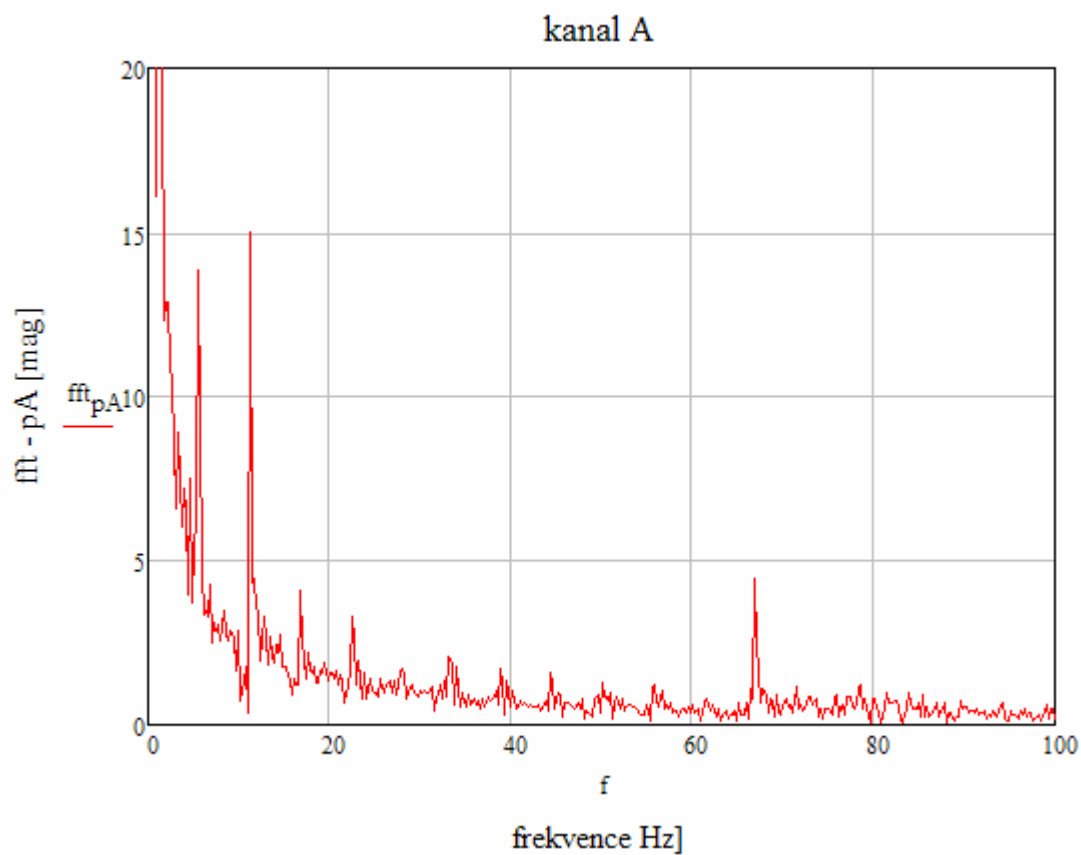
z_p počet pístů

Další frekvence jsou celočíselné násobky základní frekvence f_1

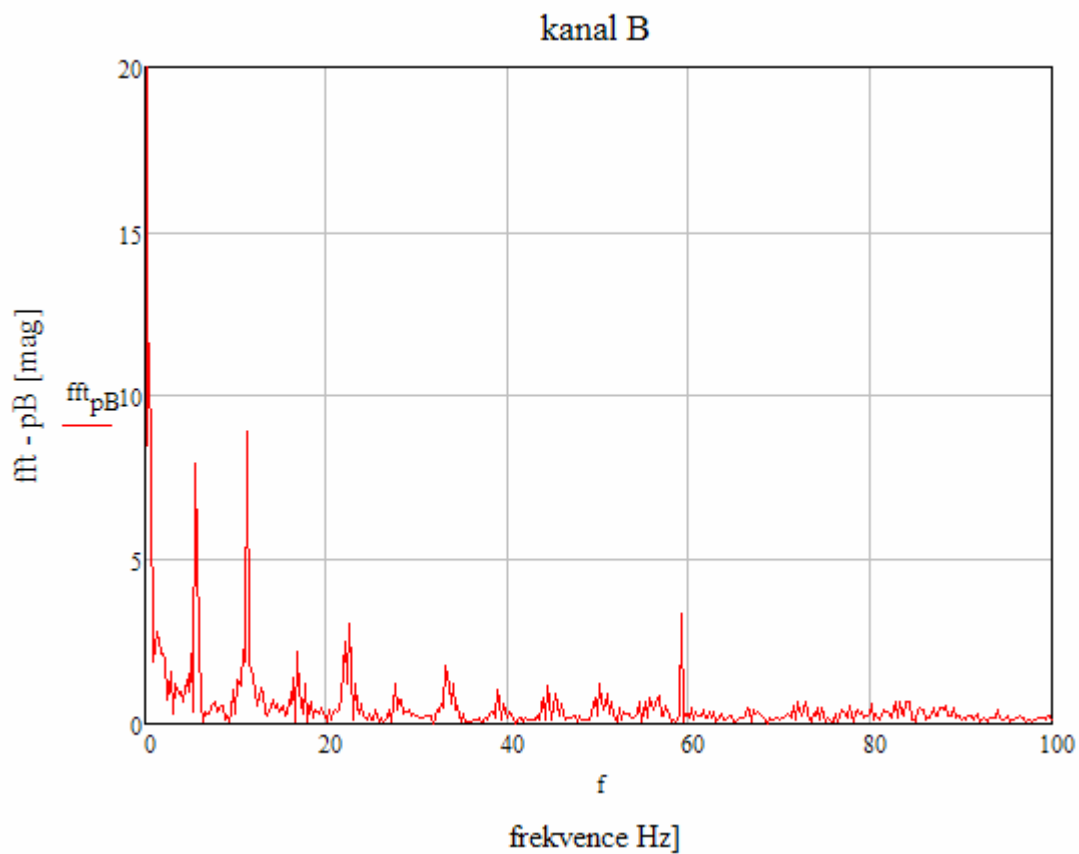
Násobky základní f_1	Frekvence pro n_{HM70}	Frekvence pro n_{HM90}
$f_2 = f_1 \cdot 2$	8,6	11,1
$f_3 = f_1 \cdot 3$	12,9	16,7
$f_4 = f_1 \cdot 4$	17,3	22,3
$f_5 = f_1 \cdot 5$	21,6	27,8
$f_6 = f_1 \cdot 6$	25,9	33,4
$f_7 = f_1 \cdot 7$	30,3	38,9
$f_8 = f_1 \cdot 8$	34,8	44,5
$f_9 = f_1 \cdot 9$	38,9	50,1
$f_{10} = f_1 \cdot 10$	43,3	55,7
$f_{11} = f_1 \cdot 11$	47,5	61,2
$f_{12} = f_1 \cdot 12$	51,9	66,8

Tabulka 6-1 Tabulka frekvencí

Porovnáním výpočtů z tabulky 6-1 z průběhy frekvencí zobrazených na obr. 6-6 a 6-7 můžeme konstatovat, že doporučená maximální rychlost brousícího stolu je překračována. Frekvenční spektrum podle obr. 6-6 a 6-7 odpovídá přibližně rychlosti 90 m/min. V obou spektrech jsou výrazné frekvence odpovídající základní frekvenci f_1 , f_2 a frekvenci f_{12} . Další frekvence, které jsou zapsané v tabulce 6-1, se projevují ve spektrech sice malou amplitudou, ale jsou přesto zřetelné a vytvářejí kolem sebe malá postranní pásma.



Obrázek 6-6 Frekvenční spektrum pro tlak v potrubí A větve (výběr)



Obrázek 6-7 Frekvenční spektrum pro tlak v potrubí B větve (výběr)

7 Simulace hydraulického obvodu v prostředí programu Matlab

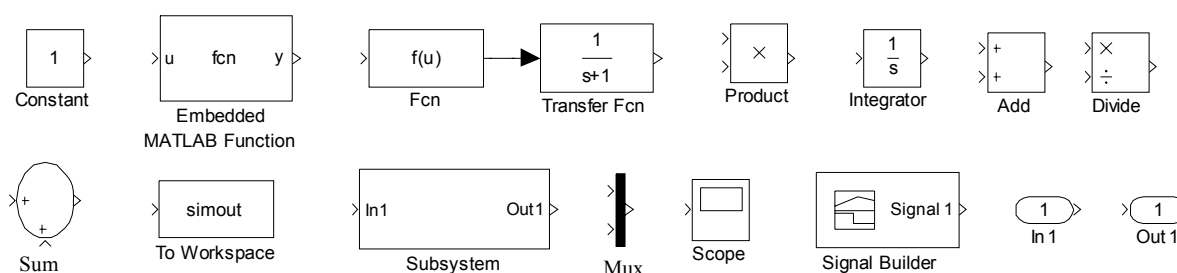
V prostředí programu Matlab máme dvě možnosti jak hydraulický obvod namodelovat. Jednou z možností je modelování v programu Simulink, který je nadstavbou programu Matlab. Druhá alternativa pro řešení modelu hydraulického mechanismů je využít knihovnu prvků „SimHydraulik“, který je jedním z modulu programové nadstavby Matlabu „Simspace“. Samozřejmě je ještě další možnost a to využít základního matematického vybavení Matlabu a vytvořit výpočetní skripty (např. viz skript z kapitoly 5.1) nebo celé programy.

7.1 Model pomocí bloku knihovny Simulink

Pro řešení úloh v tomto programu musíme nejdříve sestavit matematické rovnice popisující daný obvod. Tyto rovnice se upraví do tvaru, který je vhodný pro numerické řešení a pomocí bloku tohoto programu sestavíme model. Bloky v tomto programu představují konstanty nebo předem naprogramované matematické funkce. Pokud nám nestačí předem naprogramované funkce, lze si je naprogramovat pomocí bloku k tomu určených.

7.1.1 Popis vybraných bloku Simulinku

Pro stručný popis bloků programu Matlab – Simulink jsem vybral jen ty bloky, které byly použité k tvorbě matematického modelu.



- | | |
|---------------------|--|
| Constant | - blok jehož výstupem je definována konstanta |
| Fcn | - blok pro definování složených funkcí |
| Embeddet MATLAB fcn | - obdobně jak Fcn, ale definice funkce se provádí pomocí skriptu, což umožňuje vytvářet složitější funkce. |

Transfer Fcn	- blok určený pro simulaci systému popsaného přenosem
Product	- blok násobení
Integrátor	- blok, který integruje vstupní veličinu a tu předá na výstup
Add	- blok sečte nebo odečte vstupní veličiny a předá na výstup
Sum	- stejné jak u Add
Divide	- blok násobení a dělení
To Workspace	- zajišťuje export vypočtených dat do prostředí Matlab
Mux	- sloučí více vstupu do jednoho
Scope	- zobrazí průběh přivedené veličiny
Signal Bulder	- blok pro vytvoření jednoho nebo skupiny signálů
Subsystem	- blok pro vnoření složitých a obsáhlých modelu do jednoho subsystému a následného propojení s dalšími subsystémy
In, Out	- vstupní a výstupní bloky sloužící ke komunikacím s nadřazenými a vnořenými moduly

7.1.2 Matematický model rozběhu rotačního hydromotoru

Tento model nepředstavuje zcela skutečný hydromotor, ale je jen ukázkou možnosti programového balíku Simulink.

Při sestavování rovnic tohoto modelu jsem vycházel z literatury [5], [10], [1], [8]. Na ukázkou jsem sestavil matematicky model rozběhu rotačního hydromotoru pro linearizované proudění. Tento model je zjednodušený, protože se nezabývá dynamikou dalších prvků jako jsou rozvaděče, tlakové ventily atd. a nezahrnuje všechny odpory, které vznikají za provozu zařízení brusky. Další zjednodušení spočívá v určení součinitele b_0 a svodové propustnosti Z_v . Tyto veličiny byly určeny na základě odhadu. Pro přesnější určení těchto veličin se musí provést měření statických charakteristik hydromotoru a regresi určit jejich hodnoty.

Matematický model vychází z rovnic pro moment hydromotoru a rovnicemi pro průtoky Q_1 Q_2 . U tohoto modelu se předpokládá, že zátěž a hydromotor tvoří jeden celek a rotační hydromotor je neregulační, čímž odpadá parametr nastavení geometrického objemu HM.

Pro linearizovaný model hydromotoru platí

$$Q = Q_t + Q_z = nV_t + Z_v \Delta p + C \frac{d\Delta p}{dt} \quad (7.1)$$

$$M = k_3 \Delta p - M_c - b_n n - 2\pi J \frac{dn}{dt} \quad (7.2)$$

V rovnicích můžeme otáčky nahradit teoretickým průtokem

$$n = \frac{Q_t}{V_t} \quad (7.3)$$

Moment vyjádříme z výkonu

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{Q_t \cdot \Delta p_u}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{V_t}{2 \cdot \pi} \Delta p_u \quad (7.4)$$

Z_v je svodová propustnost

$$Z_v = \frac{\partial Q}{\partial(\Delta p)} = \frac{1}{R_v} \quad (7.5)$$

Odpor proti zrychlení se vyjádří rovnicí 7.4

$$L = \left(\frac{2\pi}{V_t} \right)^2 J \quad (7.6)$$

$$\text{Součinitele } k_p, R_p \text{ jsou vyjádřené rovnicemi: } k_p = k_3 \frac{2\pi}{V_t}; R_p = b_n \frac{2\pi}{V_t^2} \quad (7.7)$$

Kde k_3 ; b_n jsou součinitele hydraulických odporů.

Po dosazení do rovnic 7.1 a 7.2 a úpravě těchto rovnic dostaneme vztahy pro tlak a průtok (7.8; 7.9).

$$\frac{d\Delta p}{dt} = \frac{Q - Q_t - Z_v \Delta p}{C} \quad (7.8)$$

$$\frac{dQ_t}{dt} = \frac{k_p \Delta p - \Delta p_u - R_p Q_t}{L} \quad (7.9)$$

Kde

$$C = \frac{V_t + V_1 + V_2}{K} \quad (7.9)$$

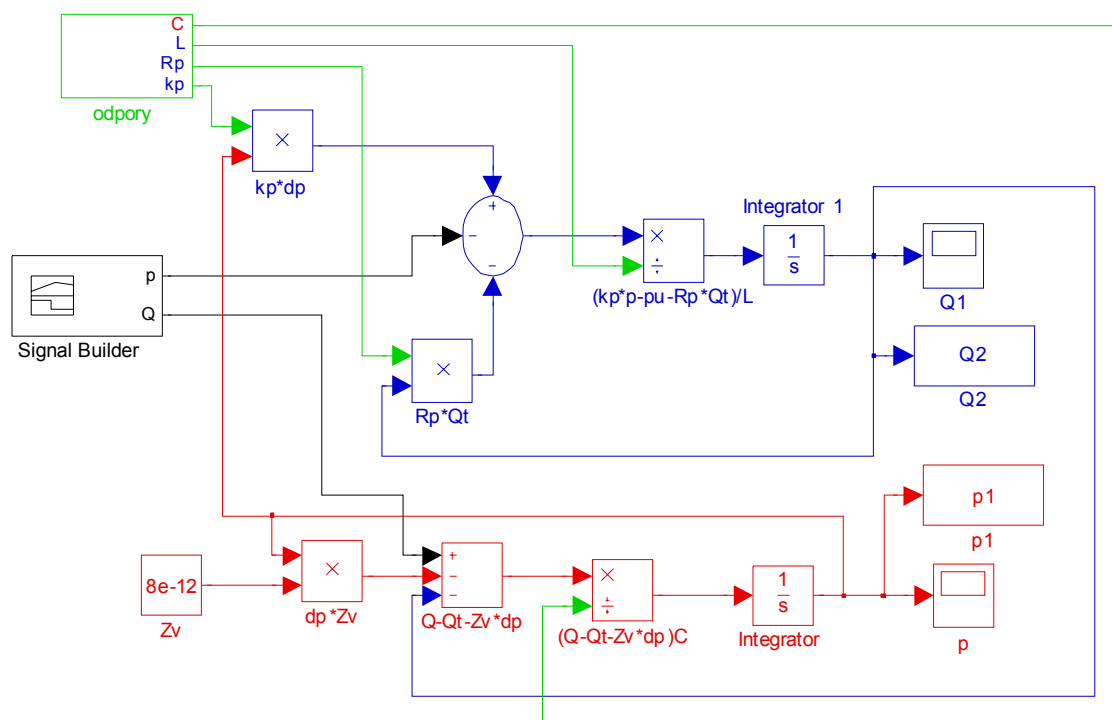
V_t teoretický objem HM

$V_1; V_2$ objem potrubí na vstupu a výstupu

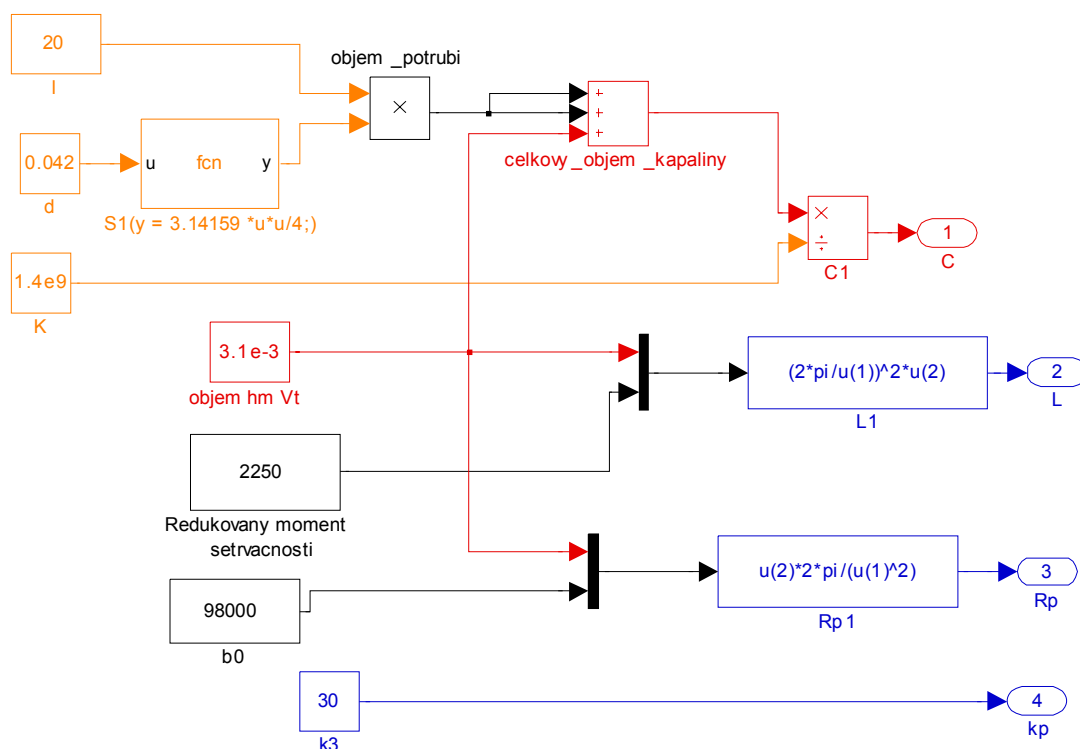
K vyřešení zvolíme dvě proměnné $Q, \Delta p_u$ jako vstupní signál a zbývající dvě neznáme $Q_t, \Delta p$ spočítáme. Vstupní proměnné $Q, \Delta p_u$ jsem vygeneroval pomocí bloků signál builder, kde jsem nastavil skokovou změnu průtoku a tlaku.

Na obrázku 7-1 je sestavený model, ve kterém jsou pro větší přehlednost parametry potrubí a z nich vypočítané odpory sdružené do jednoho subsystému obr 7-2.

Průběh tlaku a průtoku z tohoto modelu je vidět na obr. 7-3.



Obrázek 7-1 Matematický model rotačního HM



Obrázek 7-2 Subsystem odpory

Parametry simulace:

Délka potrubí l $l = l_A + l_B = 20 \quad m$

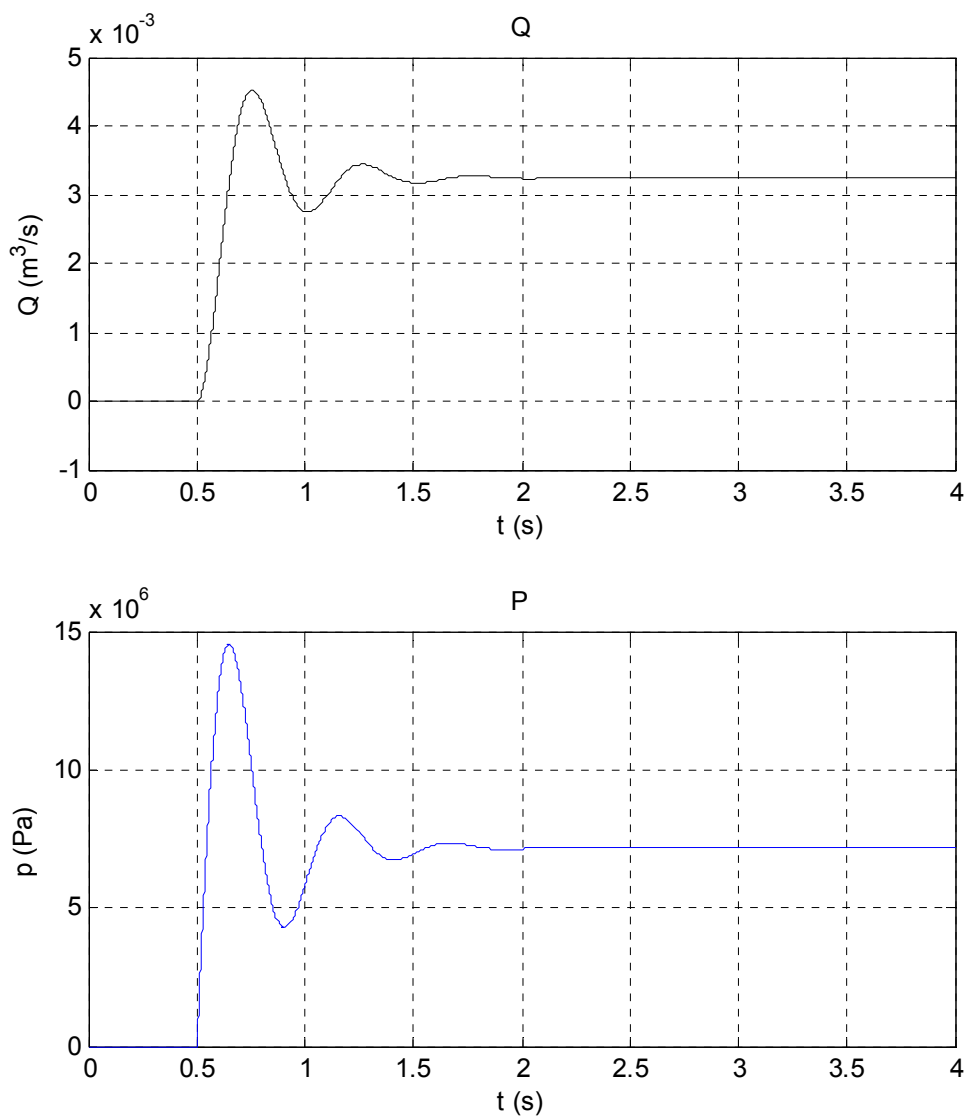
Průměr potrubí d $d = 0,042 \quad m$

Geometrický objem HM V_{HM} $V_{HM} = 3,1 \cdot 10^{-3} \quad m^3$

Modul pružnosti kapaliny K $K = 1,4 \cdot 10^9$

Svodová propustnost Z_v $Z_v = 8 \cdot 10^{-12} \quad N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}$

součinitel b_0 $b_0 = 98000$



Obrázek 7-3 Průběhy průtoků a tlaků

7.2 Model sestavený v prostředí SimHydraulics

7.2.1 Popis prostředí Simscape

Programové prostředí Simscape rozšiřuje simulink a slouží k modelování a simulaci fyzikálních systému jako jsou mechanické, hydraulické a elektrické systémy. Tyto fyzikální systémy lze navzájem propojovat a tím vytvářet komplexní modely zkoumaného systému. Do simulačních schémat jsou zaváděné reálné fyzikální veličiny jako jsou síly, momenty, tlaky, průtoky, el. napětí a el. proud atd. Model vzniká grafickým propojením předem definovaných bloků podobně jako bychom sestavovali reálný systém

Bloky se spojují do sítě, ve které spojení mezi elementy odpovídají přenosům energie v systému. Tento přístup umožňuje systémy modelovat přímo popisem jejich fyzické struktury a odbourává se potřeba odvozování příslušných matematických vztahů mezi sledovanými veličinami. Simscape tyto vztahy generuje automaticky.

Simscape obsahuje knihovny základních, mechanických, elektrických, hydraulických termických a matematických bloků, které jsou sdružené do základní knihovny Foundation Library. Rozšířená nabídka stavebních prvků modelu je v samostatných knihovnách nabídky Simscape a to v SimMechanics, SimHydraulics, SimDriveline a SimElectronics. Tyto bloky umožňují vytvářet další uživatelské bloky a schémata komplexnějších komponent systému.

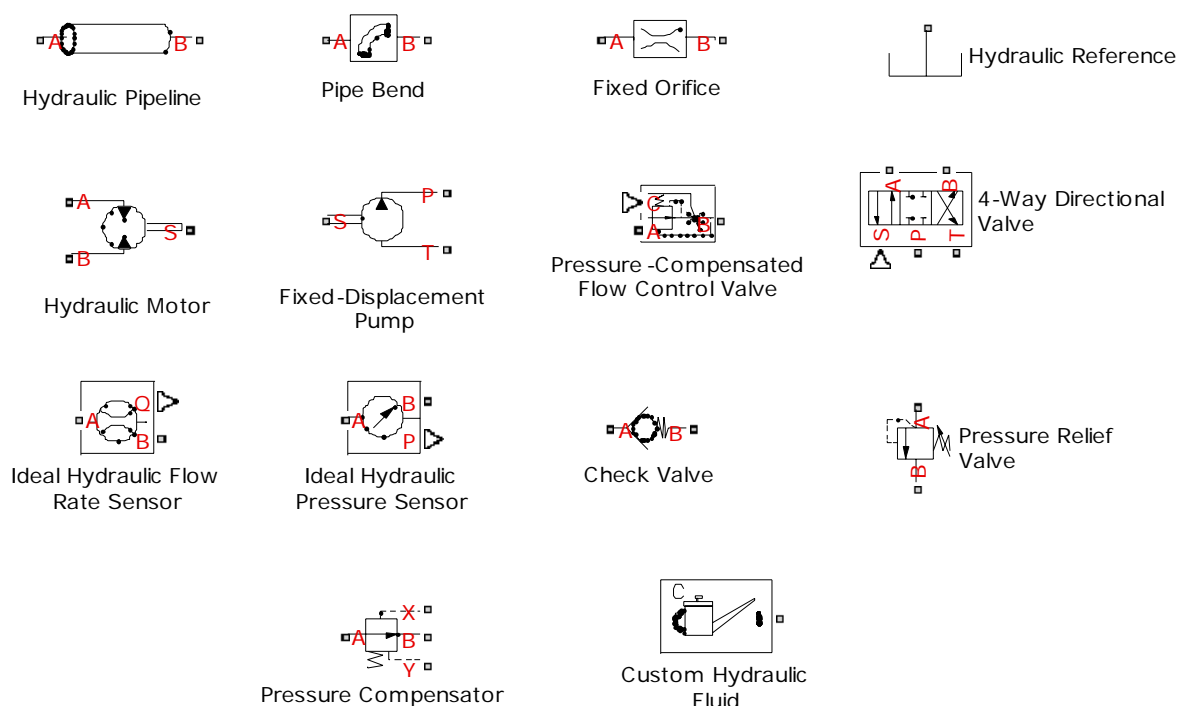
Prostředí Simscape obsahuje i vlastní programovací jazyk, založený na jazyku MATLABU. Tento programovací jazyk se využívá k tvorbě uživatelských komponent rozšiřujících knihovny prvků, nebo k tvorbě celých uživatelsky definovaných fyzikálních bloků.

7.2.2 Popis prostředí SimHydraulics

SimHydraulics je knihovna prvků rozšiřující Simscape o prvky k modelování a simulaci hydraulických systémů. Obsahuje hydraulické a mechanické komponenty jako jsou čerpadla, ventily, akumulátory, potrubí atd. a základní knihovnu bloků, která umožňuje vytvářet modely dalších komponent. Modely a komponenty vytvořené v SimHydraulics lze spojovat s komponenty nebo modely vytvořenými v knihovnách SimMechanics, SimDriveline a SimElectronics a tím modelovat složité jevy ve vzájemně propojených hydromechanických a hydroelektrických systémech.

7.2.3 Popis prvků knihovny SimHydraulics

Pro popis jsem se omezil jen na stručný popis prvků, které jsou použité v simulačním modelu brusky. Toto zestručnění je dáno tím, že knihovna prvků SimHydraulics obsahuje mnoho prvků a ke každému prvků je obsáhlá nápověda, která popisuje jak funkci prvků, tak i nastavování jeho parametru. Pro podrobnější prostudování nastavení prvků v simulačním modelu brusky jsou všechny modely simulací uloženy na CD nosiči, které je součástí přílohy. Další možnost při studiu modelování v SimHydrauliku je využití ukázkových modelů, které jsou součástí nápovědy nebo na webových stránkách firmy MathWorks.



Obrázek 7-4 Značky bloku SmHydraulics

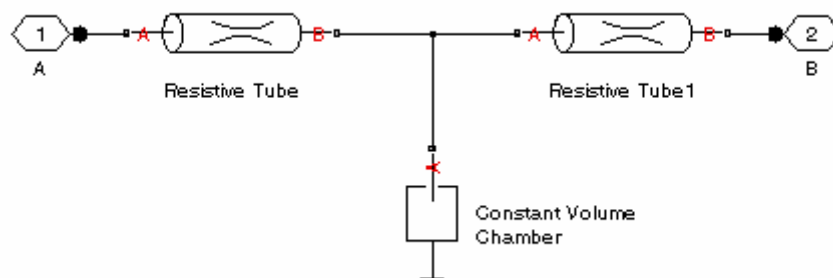
Hydraulic Pipeline

Pro volbu potrubí v SimHydraulics je více možností. Lze zvolit potrubí Hydraulics Pipeline, segmentet Pipeline nebo si vytvořit model vlastního potrubí (T článek, L článek, π článek atd.) složeného z prvků Fluid Inertia, Resistive Tube, a Constant Volume Chamber.

Pro krátké hydraulické potrubí je vhodný model potrubí Hydraulics Pipeline.

V simulačním modelu brusky je právě použito toto potrubí, jehož značka je na obr. 7-4.

Toto potrubí je složené z prvků resistive tube a prvků Constant Volume Chamber viz obr. 7-5.



Obrázek 7-5 Model bloku Hydraulic Pipeline

Tabulka 7-1 Nastavení potrubí

Pipe cross section type	typ tvaru průřezů	circular	
Pipe internal diameter	Vnitřní průměr potrubí	42	mm
Geometrical shape factor	Tvarový součinitel	64	-
Pipe length	Délka potrubí	10	m
Aggregate equivalent length of local resistances	Ekvivalentní délka místních ztrát	1	m
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřního povrchu	$1,5 \cdot 10^{-5}$	m
Laminar flow upper margin	Horní laminární hranice	$2 \cdot 10^3$	-
Turbulent flow lower margin	Dolní turbulentní hranice	$3 \cdot 10^3$	-
Pipe wall type	Typ stěny trubky	Rigid	-
Specific heat ratio	Měrné teplo	1,4	-

Délka potrubí pro větve rozvodu A a B je 10 m. Délka přívodního potrubí a odpadního je 2,5 m. Další parametry jsou shodné.

Pipe bend

Tento prvek představuje místní hydraulický odpor, který vzniká v hydraulických částech potrubí, jako jsou různé ohyby kolena atd.

Tabulka 7-2 Nastavení Pipe bend

Pipe diameter	průměr prvků	42	mm
Bend radius	radius ohybu	60	mm
Bend angle	Úhel ohybu prvků	90	deg
Internal surface roughness height	Drsnost vnitřního povrchu	$1,5 \cdot 10^{-5}$	m
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	350	

Fixed Orifice

Představuje clonu s konstantním průřezem. V modelu brusky má rotační hydromotor sice možnost nastavit hydraulickou účinnost a celkovou účinnost ale touto účinností nelze modelovat průtok potřebný pro proplach HM. Do modelu brusky jsou zakomponované dva prvky Fixed Orifice svedené do nádrže, které simulují leakage rotačního hydromotoru a ztrátový průtok zapříčiněný proplachem tělesa HM. V simulačním schématu je prvek přejmenovaný na leakage 1 a leakage 2.

Tabulka 7-3 Nastavení Fixed orifice

Orifice area	Průtočný průřez	0,01	mm ²
Flow discharge coefficient	Výtokový součinitel	0,7	-
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo číslo	12	

Hydraulic Reference

Hydraulická nádrž s volnou hladinou. Slouží jako referenční blok pro spojení s atmosférickým tlakem.

Hydraulic Motor

Blok reprezentuje rotační hydromotor s konstantním geometrickým objemem.

Tabulka 7-4 Nastavení Hydraulic Motor

Motor displacement	Geometrický objem Hydromotoru	3,167	l/rev
Volumetric efficiency	Průtoková účinnost	0,92	-
Total efficiency	Celková účinnost	0,85	
Nominal pressure	Jmenovitý tlak	400	bar
Nominal angular velocity	Jmenovité otáčky	42	Rad/s
Nominal kinematic viscosity	Jmenovitá kinematická viskozita	$3,6 \cdot 10^{-5}$	m ² /s

Fixed-Displacement Pump

Fixed-Displacement Pump reprezentuje hydrogenerátor s konstantním geometrickým objemem

Zdroj úhlové rychlosti pro tento prvek lze sestavit z bloků, které jsou vyobrazené na obrázcích 7-13. Tento model je zjednodušený protože nezahrnuje skluz vlivem poměného zatížení.

Tabulka 7-5 Nastavení Fixed – Displacement Pump (110)

Pum displacement	Geometrický objem čerpadla	0,137	l/rev
Volumetric efficiency	Průtoková účinnost	0,91	-
Total efficiency	Celková účinnost	0,8	
Nominal presure	Jmenovitý tlak	300	bar
Nominal angular velocity	Jmenovité otáčky	157	Rad/s
Nominal kinematic viscosity	Jmenovitá kinematická viskozita	$3,6 \cdot 10^{-5}$	m^2/s

Tato tabulka platí pro HG označené ve schématu (110) Pro HG (510) platí

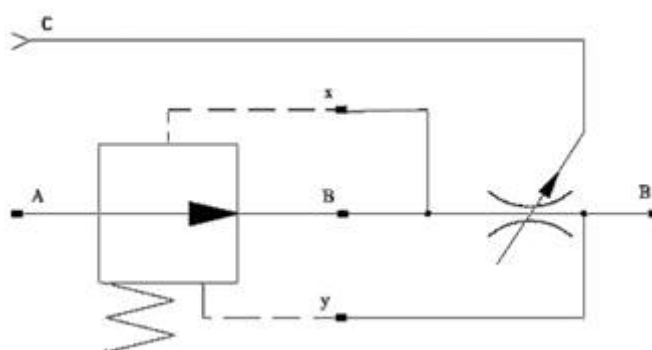
Tabulka 7-6 Nastavení Fixed – Displacement Pump (510)

Geometrický objem čerpadla	0,137	l/rev
Jmenovitý tlak	80	bar

Další hodnoty jsou stejné

Pressure-Compensated Flow Control Valve

Realizuje dvoucestný regulátor průtoku, viz obr. 7-6. Tento prvek nahrazuje v schématu proporcionální škrtící ventil 2FRE 16. Tato náhrada se provedla z důvodů zjednodušení a nemá vliv na funkčnost modelu, protože nastavení proporcionálního ventilu na skutečném zařízení se provádí před začátkem broušení a v průběhu broušení je nastavení konstantní. Oba ventily, jak v modelu, tak i na skutečném zařízení, mají průtok nezávislý na tlaku.

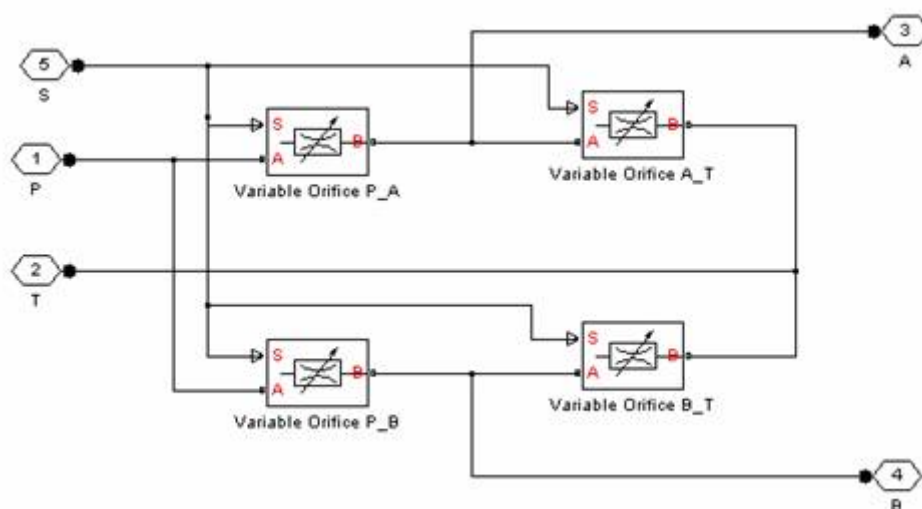
**Obrázek 7-6 Schéma modelu Flow Control Valve**

Tabulka 7-7 Pressure-Compensated Flow Control Valve

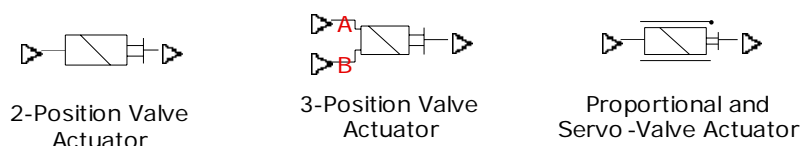
Model parameterization	Model parametrizace	By maximum area opening	
Orifice maximum area	Průtočný průřez	210	mm ²
Orifice maximum opening	Maximální otevření ventilu	3	mm
Pressure differential across the orifice	Tlakový spád na ventilu	$6 \cdot 10^5$	Pa
Pressure reducing valve regulation range	Regulační tlaková tolerance	$6 \cdot 10^4$	Pa
Flow discharge coefficient	Výtokový součinitel	0,35	-
Initial opening	Počáteční otevření	0	m
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	-
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	$1 \cdot 10^{-12}$	m ²

4-Way Directional Valve

Tento čtyřcestný hydraulický rozvaděč je sestavený ze čtyř prvků Variable Orifice viz obr. 7-7.

**Obrázek 7-7 Modelové schéma prvků 4-Way Directional Valve**

Pomocí nastavení v dialogovém okně lze realizovat i modelování proporcionálního ventilu a to buď pomocí charakteristik, které získáme z katalogových listů daného proporcionálního ventilu nebo můžeme zadat maximální průtočný průřez a maximální otevření ventilu. Otevření ventilu nebo nastavení časové rampy se může provést pomocí prvků Signal Bulder připojením na vstup S (5) viz obr. 7-7. Pro simulaci řízení proporcionálního a klasického ventilu se může také využít prvků z obr. 7-8. Pomocí těchto prvků můžeme realizovat řízení, ovládání a také i zpětnou vazbu od polohy otevření šoupátka rozvaděče.



Obrázek 7-8 Bloky řízení a ovládání hydraulických prvků

Tabulka 7-8 Nastavení 4- Way Directional Valve

Model parameterization	Model parametrizace	By maximum area opening	
Valve passage maximum area	Maximální průtočný průřez ventilu	254	mm ²
Valve maximum opening	Maximální otevření ventilu	7	mm
Flow discharge coefficient	Průtokový součinitel	0,18	
Orifice P-A (P-B; A-T; B-T) initial opening	Počáteční otevření ventilu	0 ⁴	m
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	-
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	9.10 ⁻¹²	m ²

Parametr „Flow discharge coefficient“ jsem volil na základě sestavení modelu jednoduchého obvodu z tohoto ventilu, kde tlakový spád na ventilu jsem vytvořil škrtícím ventilem mezi výstupy A, B a zároveň měnil hodnoty průtočného součinitele, až jsem dostal potřebný průtok. Jako zdroj tlaku pro tento obvod bylo použité nastavení ze simulačního modelu brusky.

Ideal Hydraulic FlowRate Sensor, Ideal Hydraulic Pressure Sensor

Prvky představující senzory průtoku a tlaku. Senzor tlaku lze použít jako diferenční nebo jako absolutní.

Check Valve Zpětný ventil

Tabulka 7-9 Nastavení Check Valve (1090.1-1090.4)

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	490.8	mm ²
Cracking pressure	Otevírací tlak	1	bar
Maximum opening pressure	Tlak pro maximální otevření	3	bar
Flow discharge coefficient	Výtokový součinitel	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	1.10 ⁻¹²	m ²

Tabulka 7-10 Nastavení Check Valve (0180)

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	490.8	mm ²
Cracking pressur	Otevírací tlak	1	bar
Maximum opening presure	Tlak pro maximální otevření	3	bar

Tabulka 7-11 Nastavení Check Valve (510)

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	113	mm ²
Cracking pressur	Otevírací tlak	0.2	bar
Maximum opening presure	Tlak pro maximální otevření	0.7	bar

Pressure Relief Valve - Tlakový ventil**Tabulka 7-12 Nastavení Pressure Relief Valve (410)**

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	490	mm ²
Valve pressure setting	Nastavený tlak	80	bar
Valve regulation range	Oblast regulace ventilu	5	bar
Flow discharge coefficient	Výtokový součinitel	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	1.10-12	m ²

Tabulka 7-13 Nastavení Pressure Relief Valve (565)

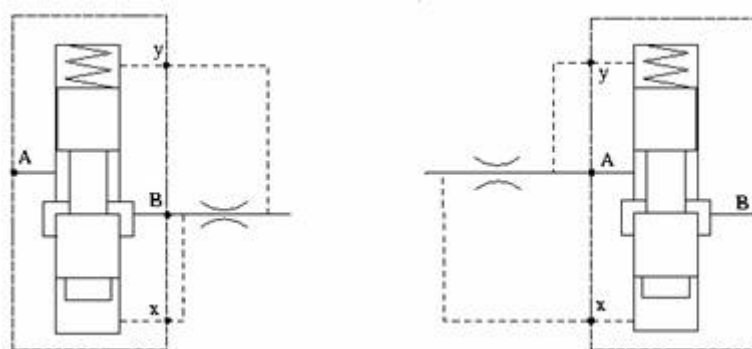
Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	28.3	mm ²
Valve pressure setting	Nastavený tlak	5.5	bar
Valve regulation range	Oblast regulace ventilu	0.5	bar
Flow discharge coefficient	Výtokový součinitel	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	1.10-12	m ²

Tabulka 7-14 Nastavení Pressure Relief Valve (1080)

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	706	mm ²
Valve pressure setting	Nastavený tlak	120	bar
Valve regulation range	Oblast regulace ventilu	5	bar
Flow discharge coefficient	Výtokový součinitel	0,1	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	1.10-12	m ²

Pressure Compensator

Tento prvek modeluje tlakové váhy. Minimalizuje vliv zatížení hydromotoru na průtok v hydraulickém obvodu. Blok je realizovaný jako základní model, který je v základní poloze otevřený. Vnitřní zapojení prvků je na obr. 7-9. Prvek je použitý v optimalizovaném modelu



Obrázek 7-9 Schéma modelu Pressure Compensator

Tabulka 7-15 Nastavení Pressure Compensator

Maximum passage area	Maximální průtočná plocha	270	mm ²
Valve pressure setting	Nastavený tlak	31	bar
Valve regulation range	Oblast regulace ventilu	2	bar
Flow discharge coefficient	Výtokový součinitel	0,7	
Critical Reynolds number	Kritické Reynoldsovo č.	12	
Leakage area	Průtočná plocha lekaže	1.10-12	m ²

Hydraulic Fluid

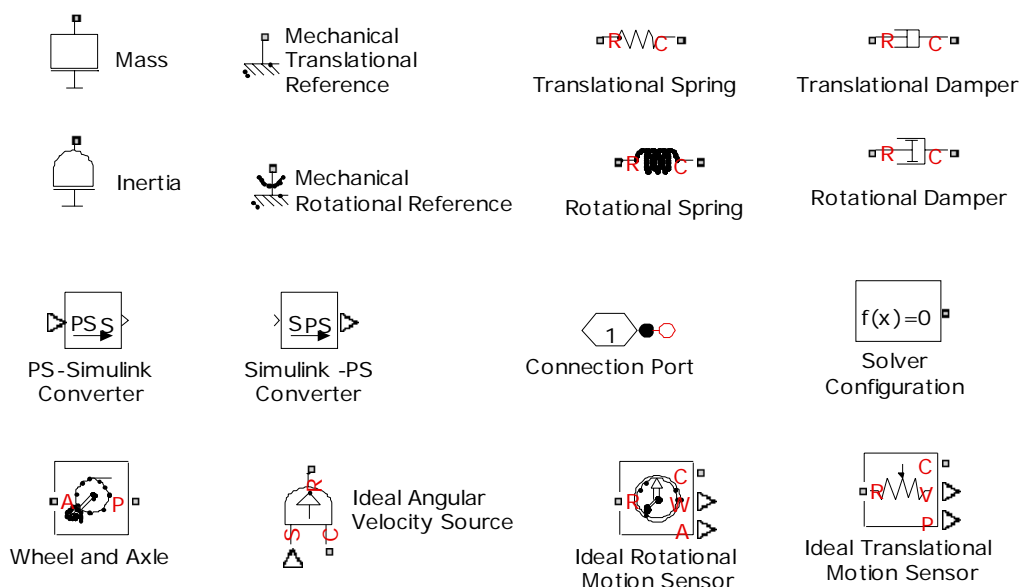
Prvek pro nastavení parametru hydraulické kapaliny. Pro nastavení parametru kapaliny jsem použil před definovanou kapalinu u které jsem jen doplnil další údaje.

Tabulka 7-16 Nastavení Hydraulic Fluid

Hydraulic fluid	Hydraulická kapalina	ISO VG 46 (ESO UNIVIS N 46)	
Relative amount of trapped air	Relativní množství obsaženého vzduchu	0,019	-
System temperature	Teplota systémů	45°	C
Viscosity derating factor	Faktor ovlivňující snížení viskozity	1	-

7.2.4 Popis prvků použitých v modelu z dalších knihoven Simscape

Při sestavování modelu brusky jsem použil další prvky z nabídky knihoven Simscape. Jedná se o prvky, kterými modeluji zátěž na hydromotoru nebo prvky, které modelují pohon HG. Další prvky reprezentují měření veličin jako je dráha a rychlost nebo převádí rotační pohyb na translační.



Obrázek 7-10 Prvky knihovny Simscape

Mass Inertia

Prvky reprezentující hmotnou zátěž nebo redukovaný moment setrvačnosti

Tabulka 7-17 Nastavení Inerita

Inertia	Moment setrvačnosti	2250,1285	kg.m ²
Initial velocity	Počáteční rychlost	0	rad/s

Mechanical Translation Rotational Reference

Představují referenční bod pro vetknuté vazby.

Translational Rotational Spring

Tyto bloky modelují lineární pružinu a její odpor proti deformaci.

Tabulka 7-18 Nastavení Rotational Spring

Spring rate	Tuhost pružiny	2	rad/s
Initial deformation	Počáteční deformace	0	rad

Translational, Rotational Damper

Modelují tlumení (odpor proti pohybu).

Tabulka 7-19 Nastavení Rotational Damper

Damping coefficient	Koeficient tlumení	80	N.m(rad/s)
---------------------	--------------------	----	------------

PS-Simulink, Simulink-PS Converter

Převádí signál Simulinku na fyzikální signál a naopak.

Connection Port

Připojovací port pro tvorbu podsystému (Subsystemu)

Solver Configuration

Prvek definuje výpočetní zařízení nastavené pro simulaci.

Tabulka 7-20 Nastavení Solver Configuration

Constant residual tolerance	1.10^{-3}
Linear Algebra	Sprase (rozptýlená)

Wheel and Axle

Převádí rotační pohyb na translační a naopak.

Tabulka 7-21 Nastavení Wheel and Axle

Wheel radius	Poloměr bubnu	300	mm
Mechanism orientation	Orientace mechanismu	Drives in positive direction	

Ideal Angular Velocity Source

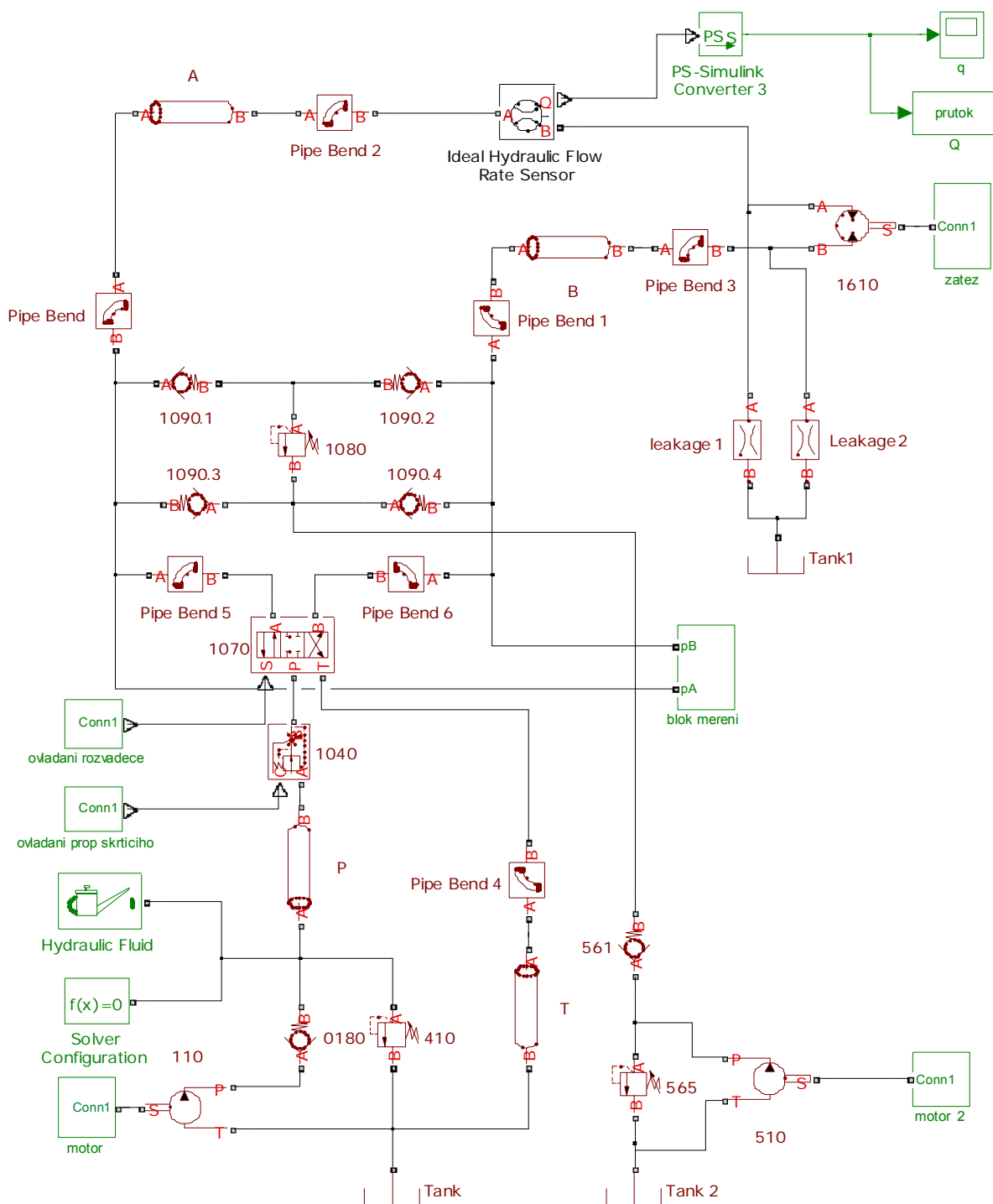
Modeluje ideální úhlovou rychlost v mechanických systémech.

Ideal Rotational, Translational Motion Sensor

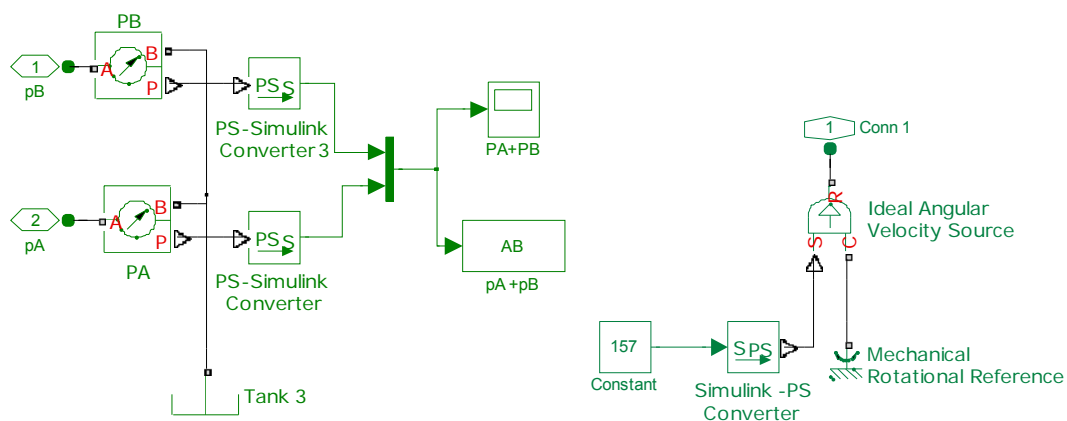
Modely senzorů pro měření rychlosti a dráhy ať už rotační nebo translační.

7.2.5 Vlastní model brusky

Model sestavený z prvků knihovny SimHydraulics a dalších doplňujících prvků, které byly stručně popsány v předchozích kapitolách 7.2.3 a 7.2.4 je na obr. 7-11. V tomto modelu jsou některé prvky sdružené do podsystému. Tyto podsystémy představují zátěž měření fyzikálních veličin ovládání hydraulických prvků a zdroje rotačního pohybu pro HG. Jednotlivé podsystémy jsou rozkreslené v obr. 7-12 až 7-17

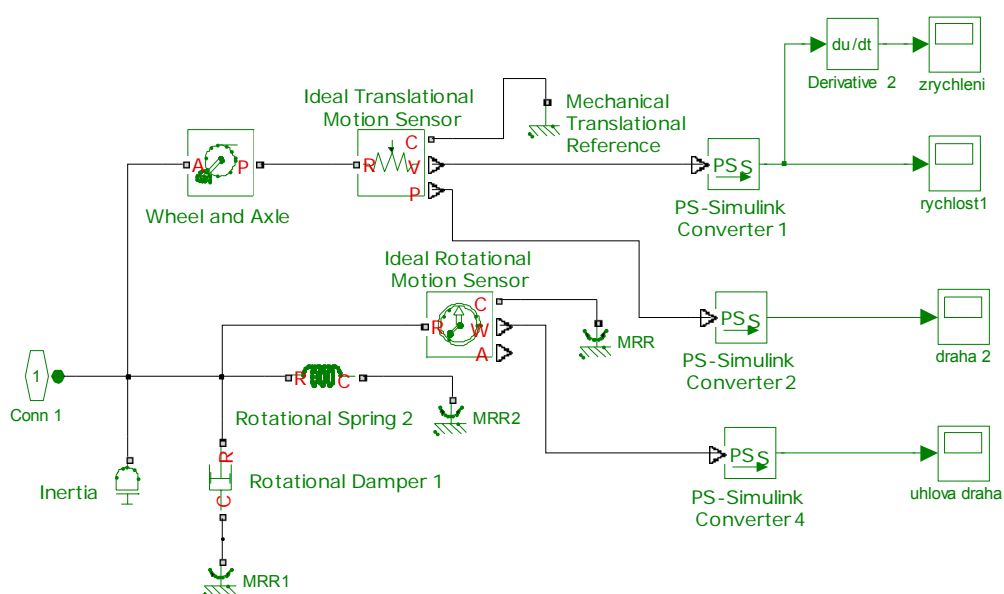


Obrázek 7-11 Schéma modelu hydrauliky brusky v SimHydraulic

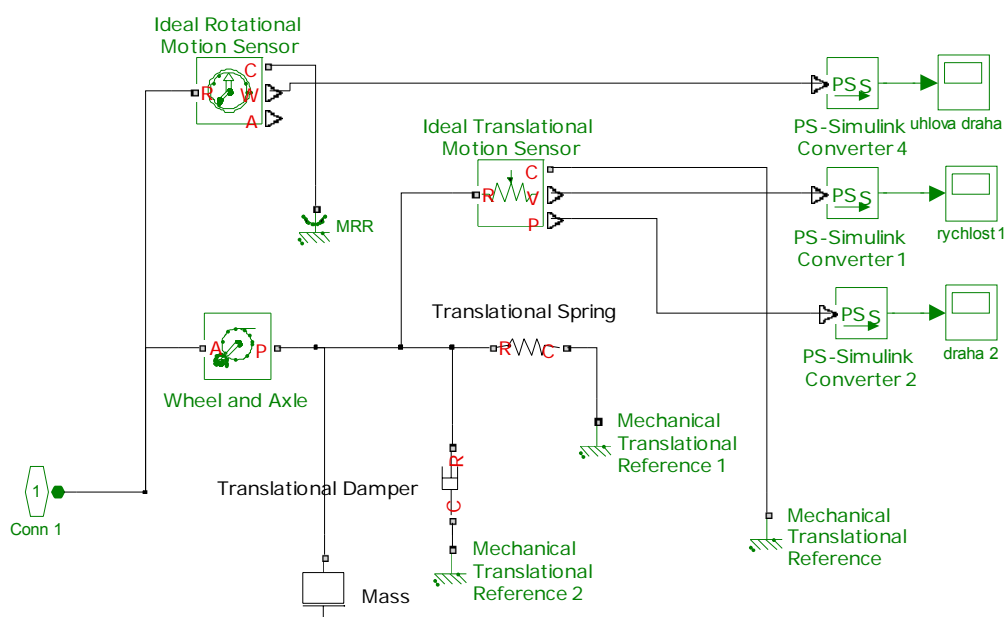


Obrázek 7-12 Blok měření tlaků

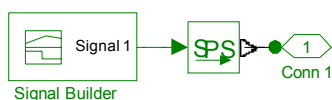
Obrázek 7-13 Motor



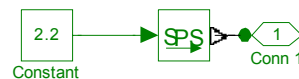
Obrázek 7-12 Model rotační zátěže



Obrázek 7-13 Model translační zátěže



Obrázek 7-14 Ovládání rozvaděče



Obrázek 7-15 Ovládání škrtkícího ventilu

Prvky v modelu jsou označeny podle schématu z obrázku 4-2, kde bylo použito značení z původní dokumentace. Schéma je částečně zjednodušené o prvky, které nemají vliv na průběh simulace nebo v průběhu výpočtu simulace nemění svou hodnotu. Tyto prvky jsou nahrazeny jednoduššími modely prvků.

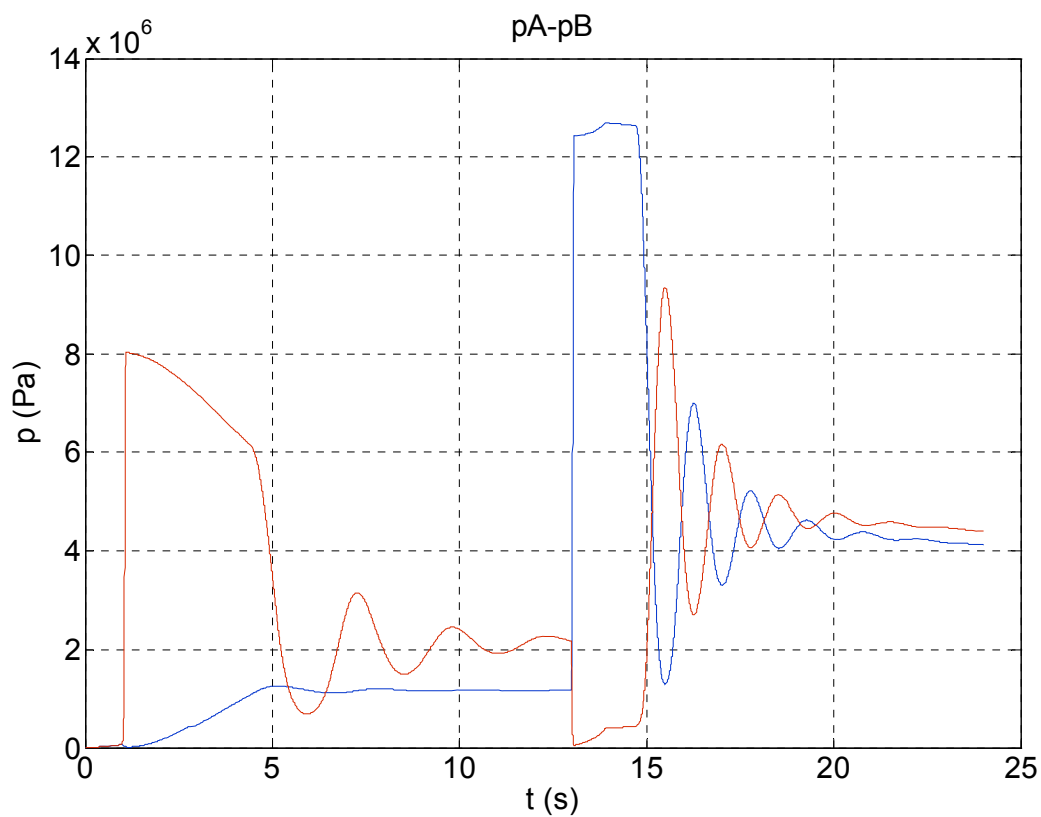
Na obr. 7-14 je zátěž modelovaná jako rotační. Veškeré hmoty byly redukovány do redukováného momentu setrvačnosti, který byl vypočítán v kapitole 5.2.1. Na obr. 7-15 je zátěž sestavená pro translační pohyb. U tohoto modelu se vychází ze skutečné hmotnosti. Oba modely jsou rovnocenné a byly ověřeny v modelu brusky, kde se chovaly identicky.

Výsledek modelování je na grafu obr 7-19. Vykreslení průběhu simulace je provedeno pomocí skriptu v prostředí Matlab.

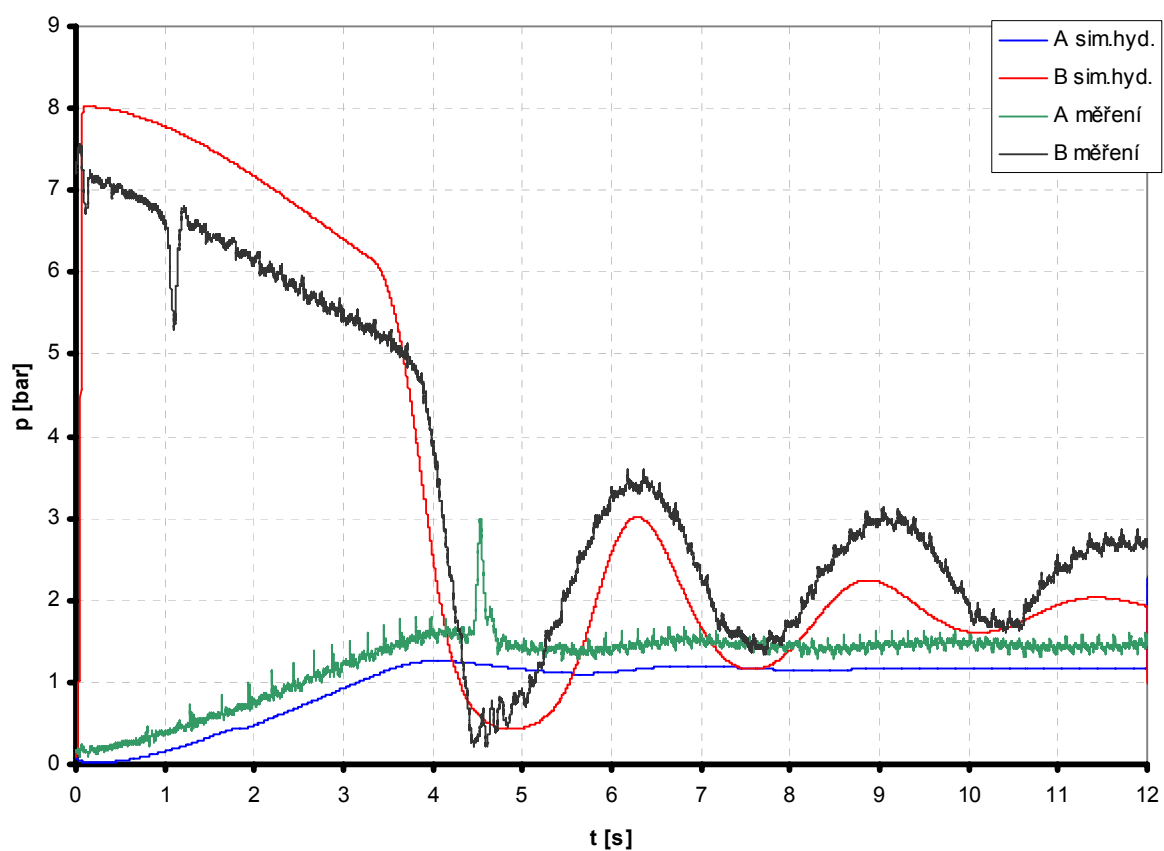
Popis skriptu:

```
%nastavení grafu%
figure(1)
plot(A.time,A.signals.values(:,1),'b-',B.time,B.signals.values(:,1),'r-')
title pA-pB %nazev grafu
grid %vygenerování mřížky
xlabel('t (s)') %Popis osy x
ylabel('p (Pa)') %Popis osy y
```

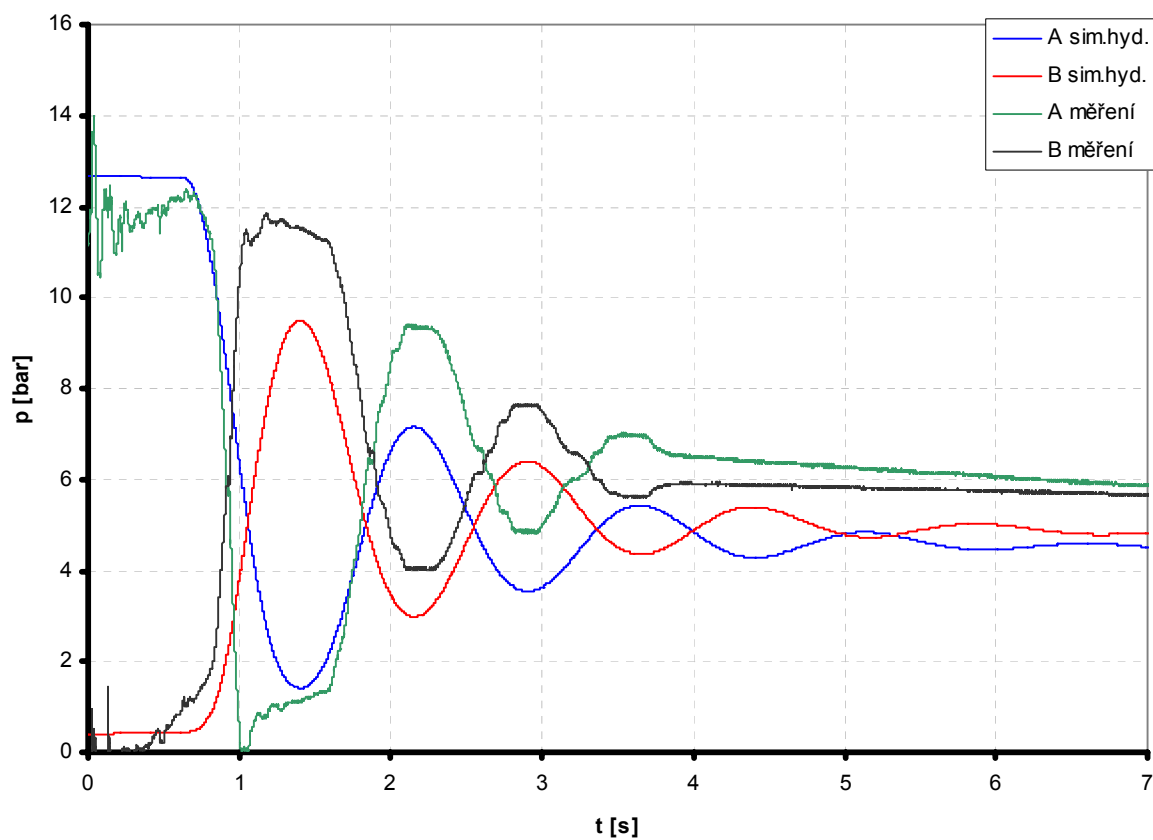
Výsledná data ze simulace na modelu jsou porovnávána se skutečnými daty naměřenými na brusce. Pro porovnání byla vybrána data z měření č. 1-13. Data z měření a ze simulace jsou exportována souboru Excel. Pro větší přehlednost byla data rozdělena na data rozběhu a zastavení pojezdu stolu brusky. Na grafu obr. 7-17 je srovnání průběhu simulace a průběhu z vlastního měření při rozběhu a obr. 7-17 je při zastavení pojezdu brusky. Na základě sestavení tohoto modelu bude v další kapitole sestavený optimalizovaný model brusky.



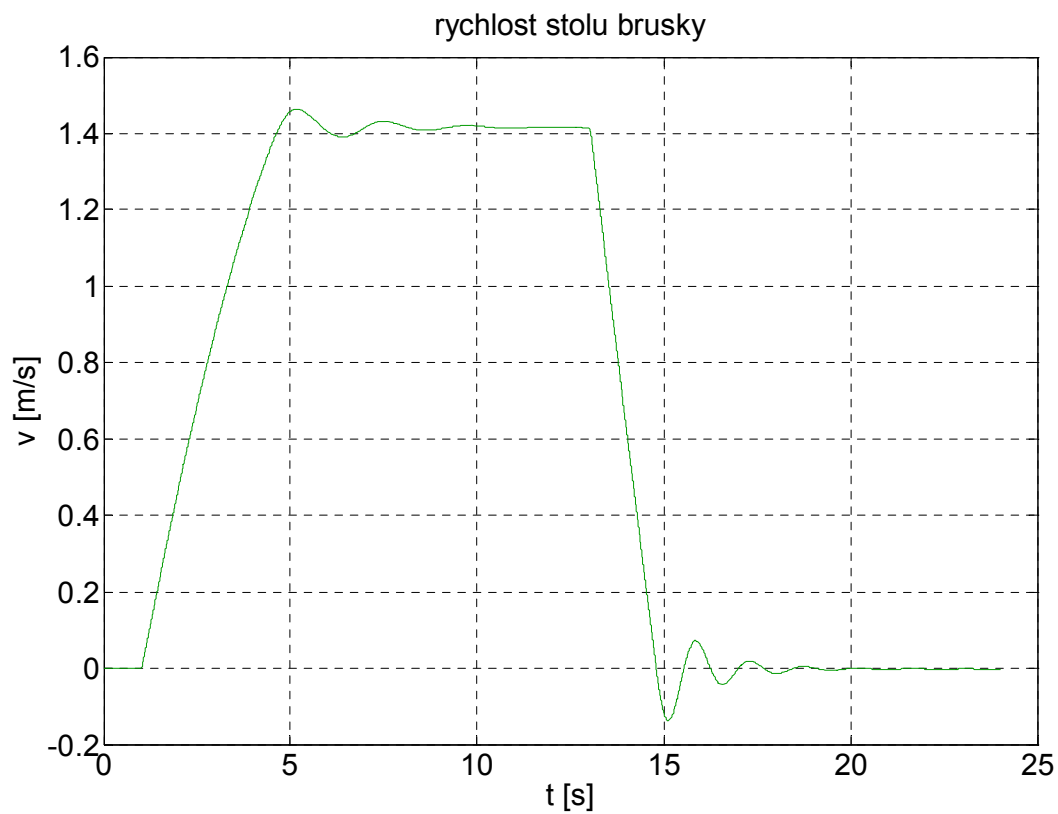
Obrázek 7-16 Graf průběhu simulace v modelu



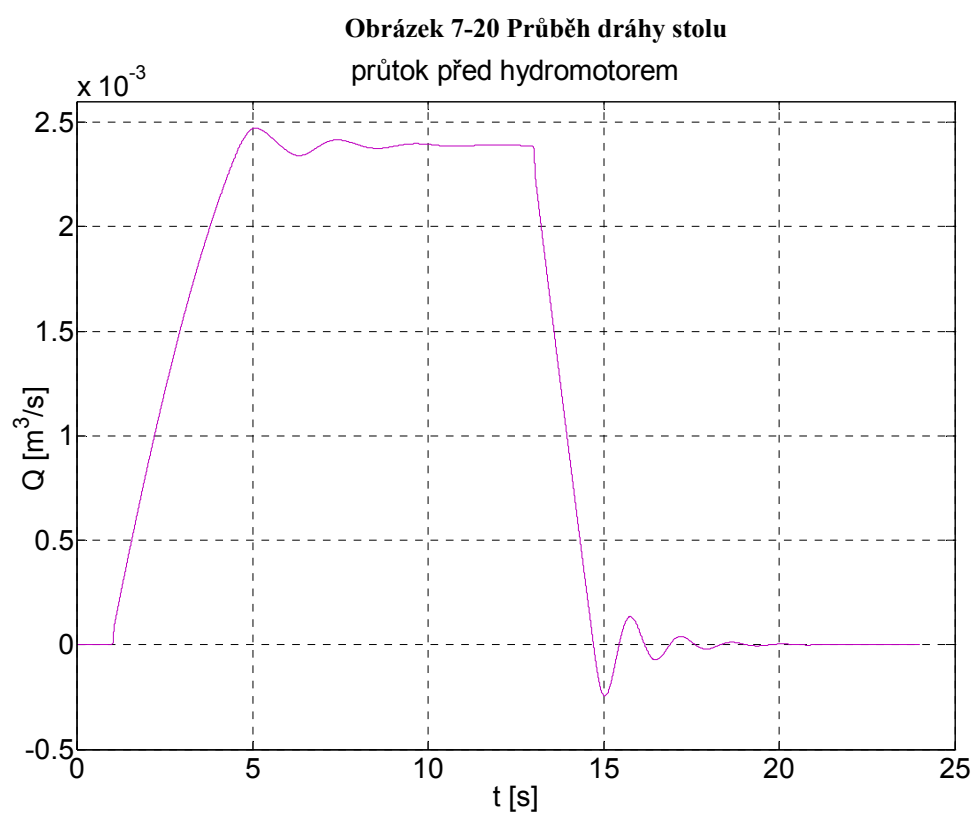
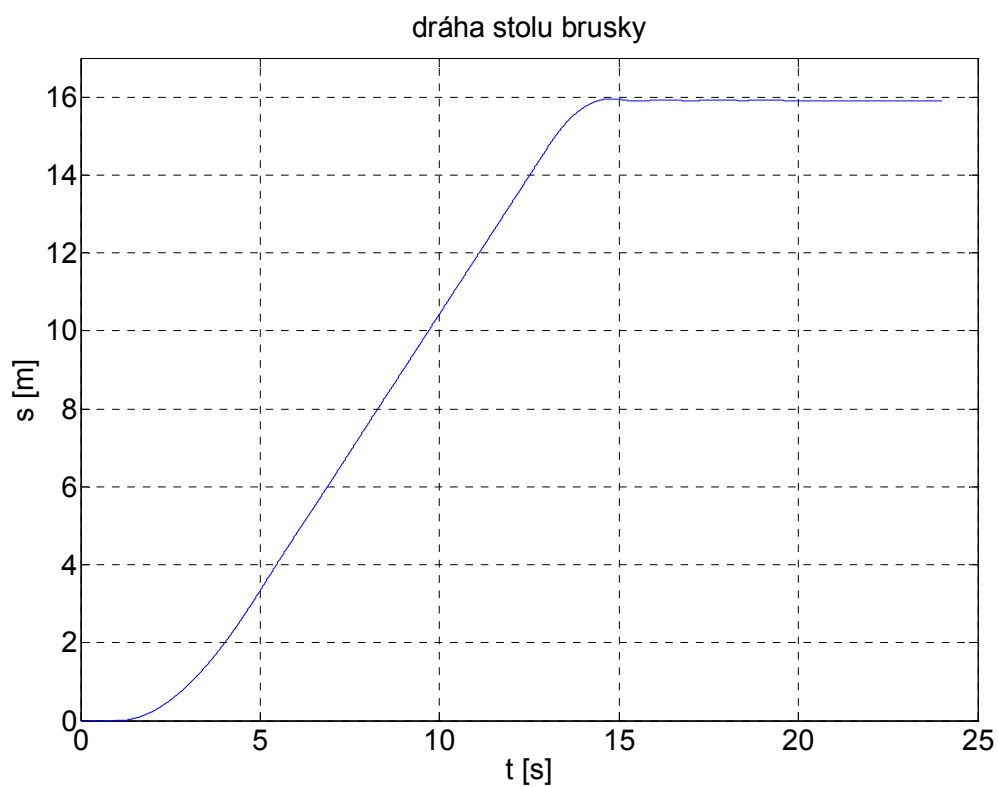
Obrázek 7-17 Průběhy simulace a měření (rozběh)



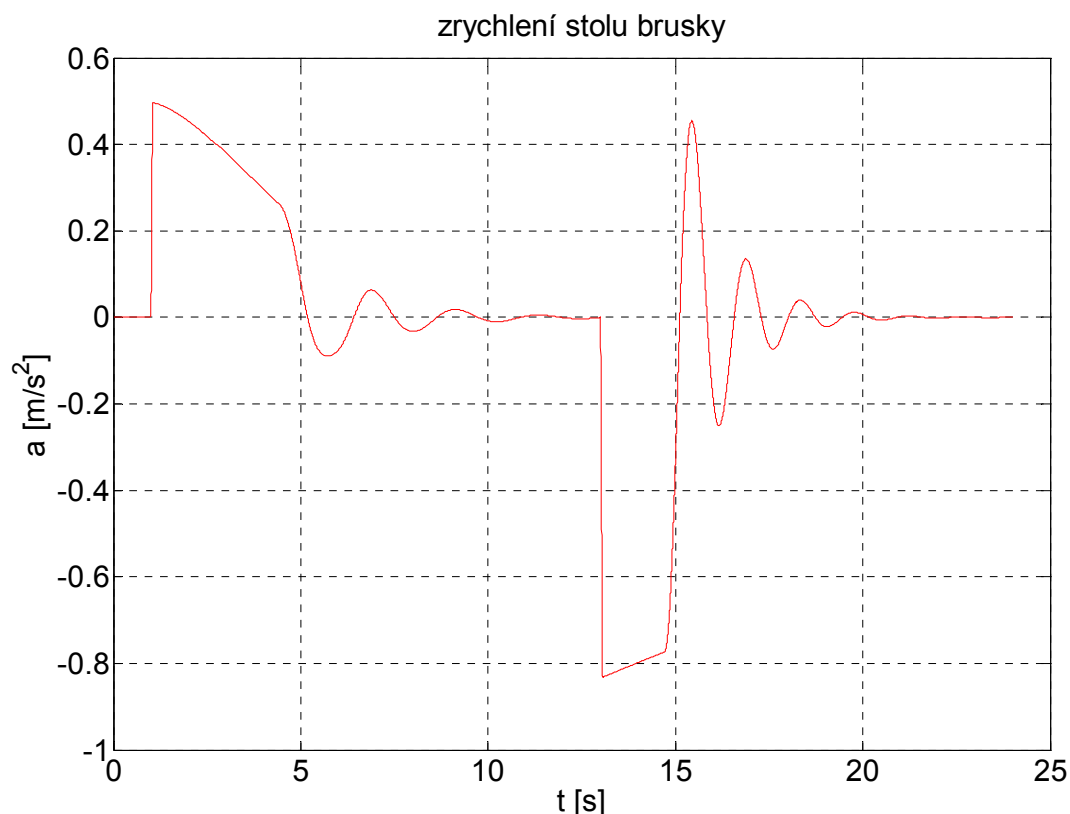
Obrázek 7-18 Průběhy simulace a měření (zastavení)



Obrázek 7-19 Průběh rychlosti pohybu stolu



Obrázek 7-21 Průtok měřený před hydromotorem



Obrázek 7-22 Průběh zrychlení stolu brusky

Na obrázcích 7-19 až 7-20 jsou vykreslené průběhy průtoku před HM, dráhy, rychlosti a zrychlení stolu brusky získané ze simulačního modelu. Z průběhu veličin vykreslených v těchto grafech můžeme konstatovat, že maximální hodnoty uražené dráhy a rychlosti stolu brusky přibližně odpovídají skutečnosti.

Doporučená rychlost stolu podle dokumentace je $80 \text{ m min}^{-1} = 1,33 \text{ m s}^{-1}$. Rychlost stolu ze simulace je cca $1,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Jak ale už bylo řečeno v kapitole 6-2 je u skutečného zařízení rychlost překračována, a proto o rychlosti, která je vypočítaná ze simulace můžeme konstatovat, že se skutečné rychlosti přibližuje.

Pro výpočet zrychlení se musel použít matematický blok derivace z nabídky Simulink, protože v nabídce SimSpace není v žádné knihovně blok reprezentující senzor zrychlení. Z průběhu lze vyčíst, že při rozjezdu je zrychlení $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$

Stůl brusky po dobu simulace urazí dráhu cca. 16. m. Při uvážení že celý stůl má délku cca. 13 m a dráha brusky má cca 31 m, je dráha, kterou může stůl urazit 18 m. Při měření, která se prováděla pro změření přechodové charakteristiky, stůl nedojížděl úplně do koncových poloh, proto délku 16 m která je vypočítaná ze simulace můžeme považovat za reálnou.

8 Optimalizace hydraulického obvodu brusky.

Při optimalizaci jsem vycházel z požadavku na odstranění nestejnomyšerného pohybu stolu brusky a požadavku na snadnější polohování brousícího stolu bez nutnosti reverzace k dosažení polohy.

Pro splnění těchto požadavků jsem provedl úpravu v hydraulickém zapojení. Rozvaděč 4WEH 16E označený v původním schématu 1070 jsem nahradil proporcionálním rozvaděčem 4WRZ 16 E100-7-X označeným v novém schématu hydraulického obvodu číslem 1070.2 a na výstupy A B z rozvaděče jsem vložil tlakové váhy FCR 161 označené v schématu 1071.A a 1071.B. Pro tyto změny jsem nakreslil nové hydraulické schéma viz. obr. 8-1. V obvodu řízení tlakových vah jsou vstavené clony. Tyto clony zabraňují rychlému uzavírání a otevírání tlakových vah, které by vedlo k rozkmitání obvodu.

Specifikace nových hydraulických prvků

Proporcionální rozvaděč 4WRZ 16 E100-7-X/G24N9ETK4F1M položka 1070.2

Výrobce	Rexroth Bosch
Jmenovitá velikost NG	16

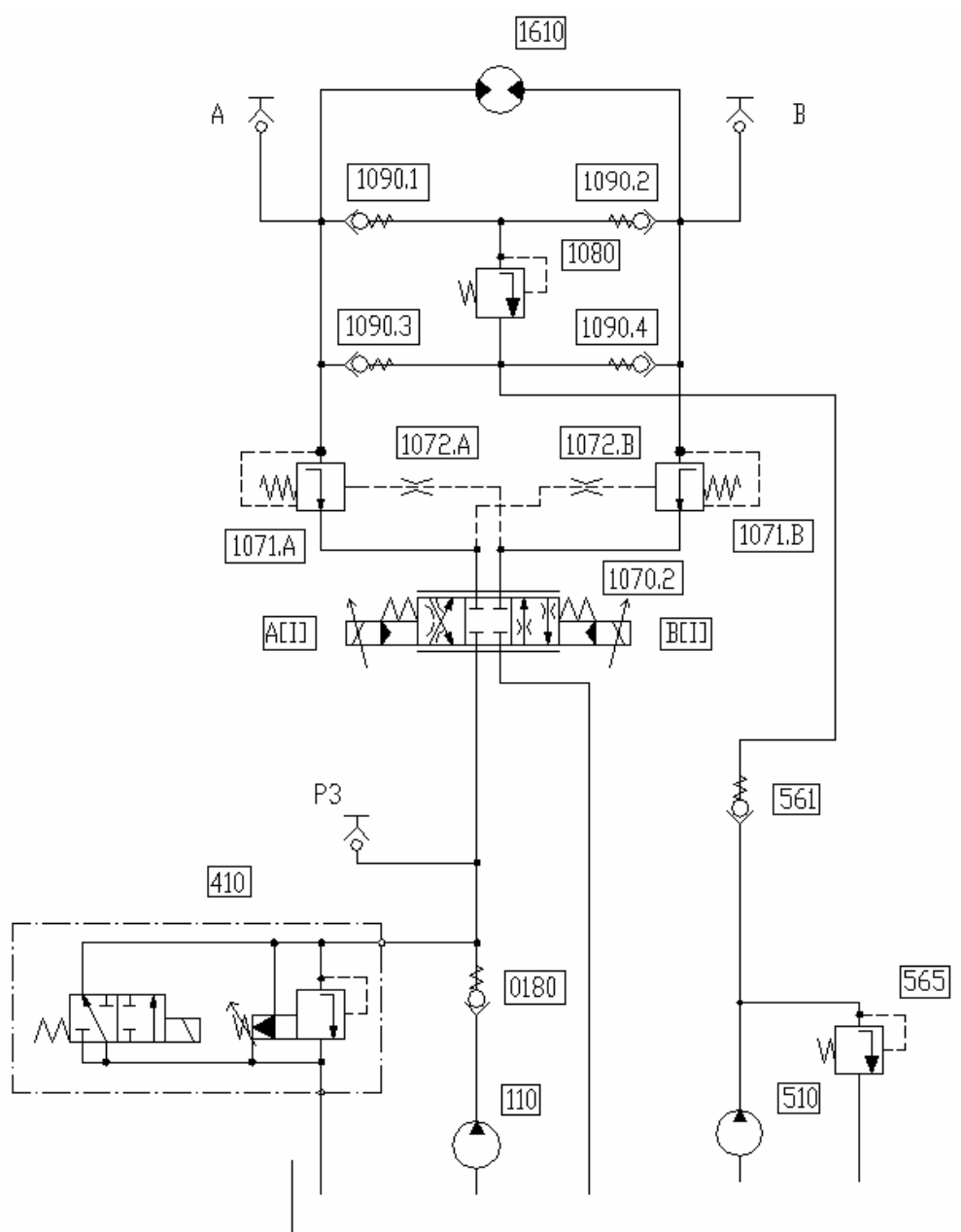
Při navrhování proporcionálního rozvaděče jsem vycházel z průtoku pro rychlost 85 m/min a tlakového spádu, který jsem odečetl z průběhu měření č. 1-013. Tento tlakový spád bude ale při použití tlakových vah menší, což je vidět na průběhu tlaku z optimalizovaného modelu, viz průběh na obr. 8-3.

Tlakové váhy FCR 161F 16B	položka 1071.A; 1071.B
Výrobce	Parker
Jmenovitá velikost NG	16
Maximální průtok	$2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Standardně jsou tlakové váhy dodávané s pevně nastavenou tlakovou diferencí 1.1 Mpa. Podle zadání objednávky může být tento ventil dodán s tlakovou diferencí dle požadavků nebo je doplněn regulační hlavici pro plynulé nastavení tlakové difference. Tlakové váhy z hlavicí pro nastavení tlakové difference jsou vhodnější, protože můžeme lépe při ožiování hydraulického obvodu nastavit tuto tlakovou diferencí a tak tlakové váhy lépe přizpůsobit hydraulickému obvodu. V modelu se jako nejvhodnější jevila tlaková difference 3.1 Mpa.

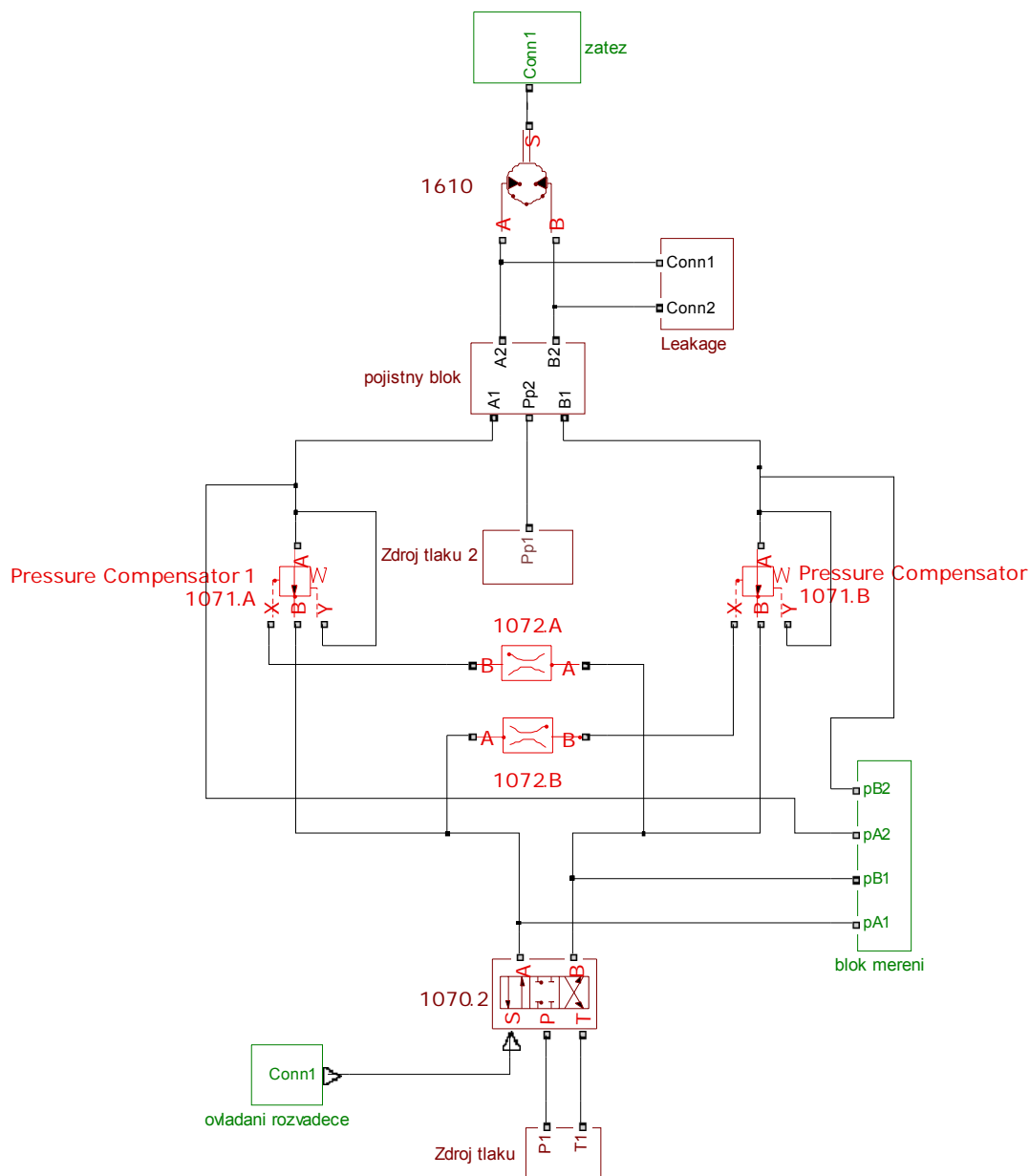
Clony**položka 1072.A; 1072.B****Průřez** 2 mm^2

Clony jsou navrženy na základě experimentování s jejich průřezem v optimalizovaném simulačním modelu brusky. Na základě experimentu, byl vybrán průřez clon, u kterého byl vyhovující průběh tlaku nejideálnější. Při ožiování skutečného hydraulického obvodu je možno ještě průřezy clon upravit.

8.1 optimalizované hydraulické schéma**Obrázek 8-1 Optimalizované hydraulické schéma**

8.2 Optimalizovaný model brusky

Na obr. 8-2 je sestavený optimalizovaný model pojezdu brusky předvalku. Na tomto modelu bylo odzkoušené různé nastavení tlakových vah a průřezu clon. Sestavení modelu vychází ze základního neoptimalizovaného modelu, který byl upraven podle optimalizovaného hydraulického schématu. Pro větší přehlednost byly některé části modelu seskupené do subsystému.

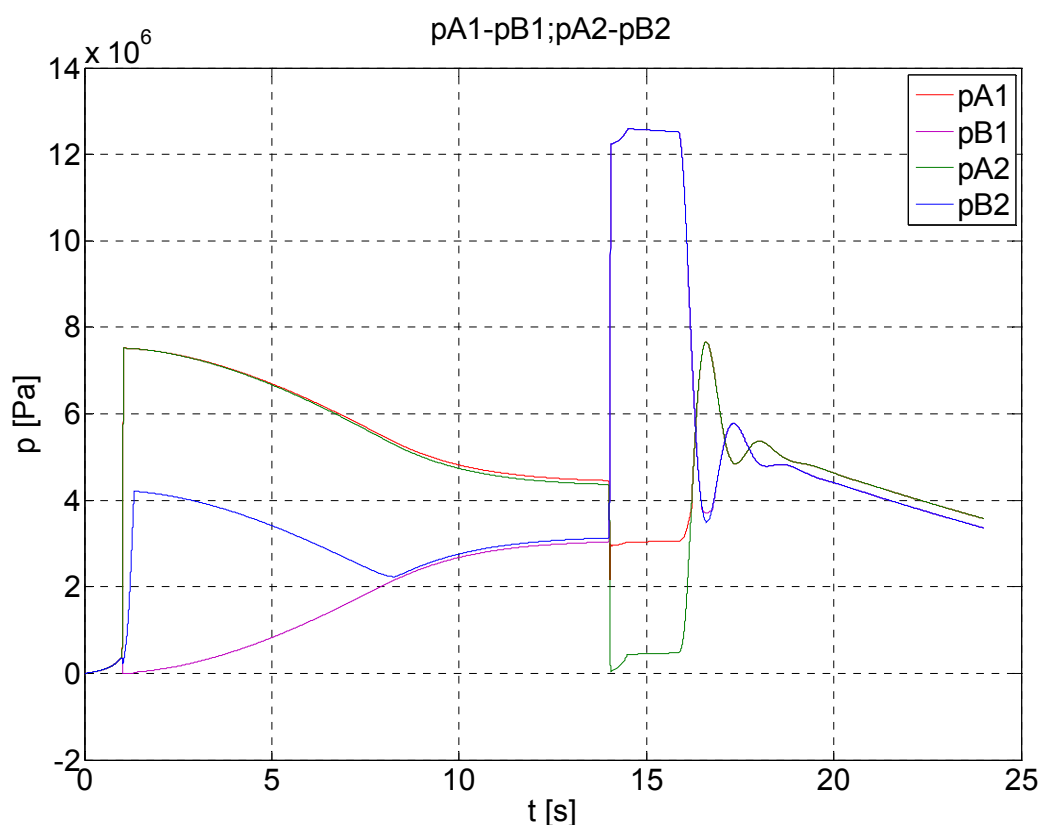


Obrázek 8-2 Optimalizovaný model

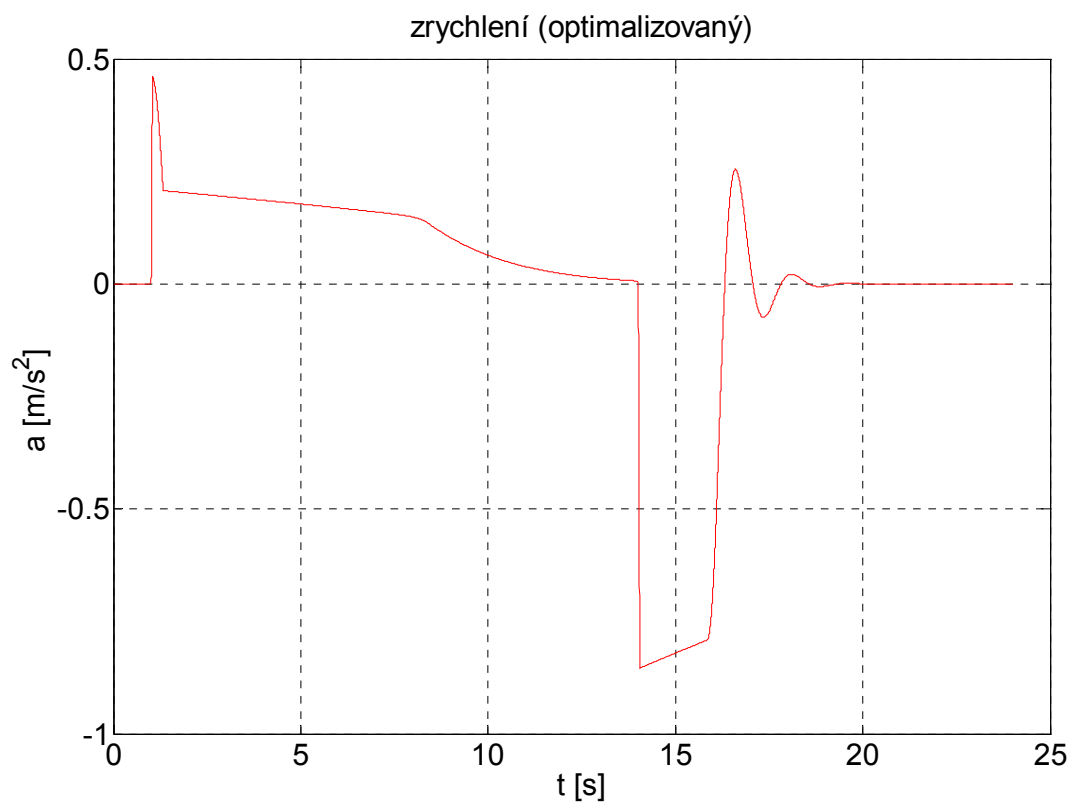
8.2.1 Průběh hodnot ze simulace v optimalizovaném modelu

Na obrázcích 8-3 až 8-6 jsou průběhy hodnot tlaku zrychlení rychlosti a dráhy z optimalizovaného modelu. U průběhu tlaku obr. 8-3 je vidět že u rozběhu došlo k plynulejšímu průběhu tlaku (průběh je bez pulzací) než u neoptimalizovaného modelu. Tento průběh je pro skutečné zařízení příznivější, protože při něm nedochází k nerovnoměrnému pohybu stolu brusky. Tento nerovnoměrný pohyb vytváří axiální síly na brusný kotouč a ložiska, a tím dochází k rychlejšímu opotřebení brusného kotouče a namáhání ložisek. Při zastavení pojezdu brusky jsou tlakové špičky rychleji utlumené a kmitají s menšími amplitudami.

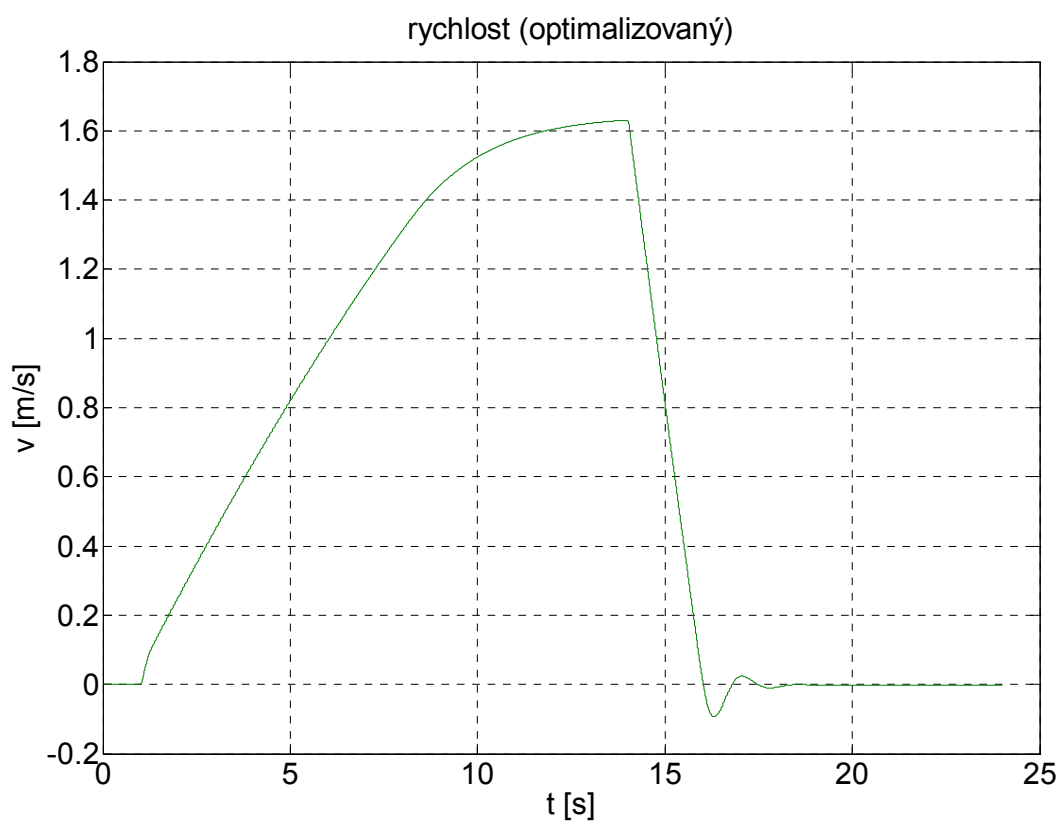
Z průběhu dráhy obr. 8-6 můžeme vidět, že za čas, který je nastavený jak v optimalizovaném i neoptimalizovaném modelu stejný, vůz brusky ujede shodnou dráhu cca 16 m.



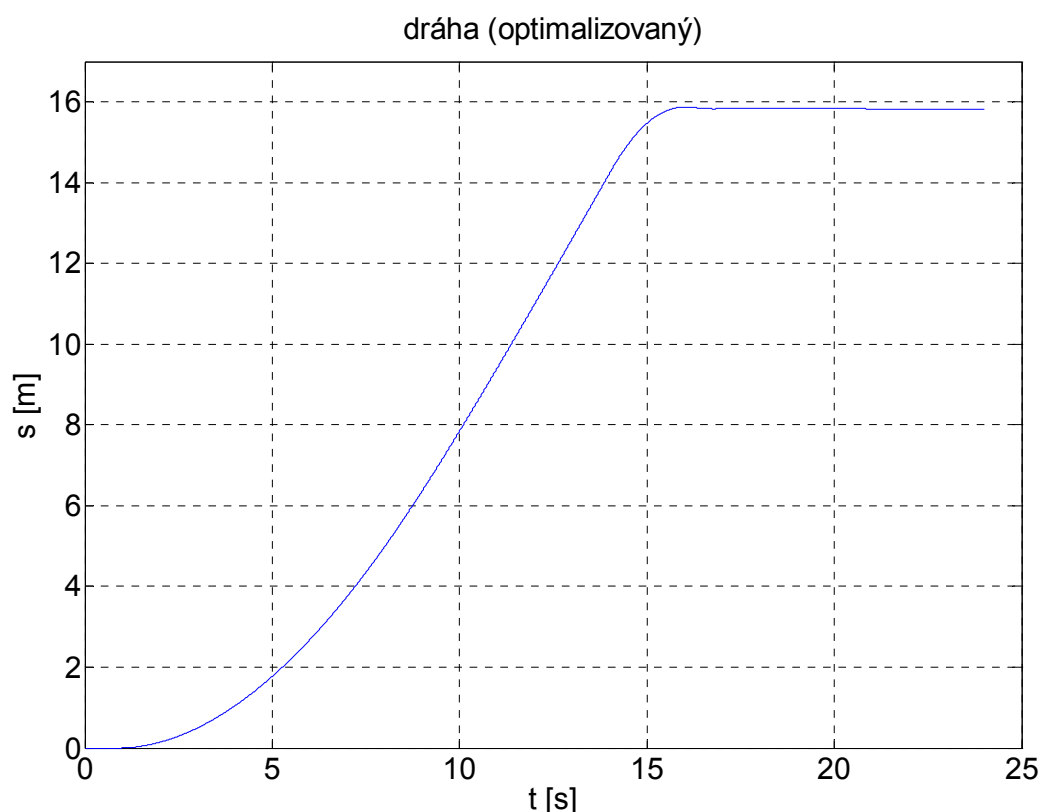
Obrázek 8-3 Průběh tlaku v optimalizovaném modelu



Obrázek 8-4 Průběh zrychlení v optimalizovaném modelu



Obrázek 8-5 Průběh rychlosti v optimalizovaném modelu



Obrázek 8-6 Dráhy v optimalizovaném modelu

9 Závěr

V této diplomové práci se zabývám dynamikou hydraulického obvodu pojezdu stolu brusky předvalku. Pro pochopení a lepší představu o činnosti této brusky jsem v úvodu popsal její hlavní části, pracovní náplň a její základní parametry.

Následující kapitola se zabývá prostředky pro diagnostiku hydraulických obvodů. K diagnostice hydraulických zařízení je pro měření hydraulických a elektrických veličin zapotřebí měřicí přístroje a senzory, o kterých se dále v kapitole pojednává. U měřicích přístrojů jsem uvedl tři firmy zabývajícími se přístroji pro diagnostiku hydraulických obvodů. Samozřejmě existuje ještě mnoho dalších firem, které vyrábí tyto přístroje, ale v této diplomové práci jsou uvedené přístroje, které jsou z těch základních nejrozšířenější. V dnešní době velkého rozvoje elektroniky a její cenové dostupnosti se elektronika stává nedílnou součástí hydraulických obvodů, kde se ve velké míře podílí na procesu řízení a regulace hydraulických prvků. Uvedené přístroje od firem Hydac a Hydrotechnik sice umí elektrické veličiny měřit, ale ne vždy vyhovuje jejich měřicí rozsah. Z toho důvodu byl také popsán přípravek pro měření proudů, který rozšiřuje možnosti těchto měřicích přístrojů.

V kapitole 4, která se zabývá už konkrétní diagnostikou hydraulického obvodu brusky, je popsán hydraulický schéma a stručná specifikace prvků omezená jen na základní parametry. Na základě vyhodnocení měření je zde vyspecifikovaná porucha v ovládání proporcionálního škrticího ventilu. Tato porucha napomáhá vzniku tlakových rázu v hydraulickém obvodu brusky a to vede k poruchovým stavům jako je poškození potrubí hydromotoru a vznik netěsnosti.

Jedním z dalších úkolů této diplomové práce je změření a vyhodnocení přechodové charakteristiky. Z této změřené přechodové charakteristiky byla určena časová konstanta, poměrné tlumení a vlastní frekvence systému. Z konstant vypočítaných ze změřené přechodové charakteristiky byl sestavený přenos a jeho vypočítaný průběh byl porovnán s měřením, viz obr. 5-5. Pro výběr dat z měření tlaku byla také vypočítána frekvenční spektra a byl vysvětlen vznik frekvencí, které generuje hydrogenerátor a rotační hydromotor.

V kapitole 7.1.1 je popsán matematický model rotačního hydromotoru zatíženého redukováným momentem setrvačnosti, který byl vypočítán na základě technických údajů z výkresové dokumentace brusky. V kapitole 7.2 je sestavený model hydraulického obvodu brusky v prostředí programu Matlab SimHydraulic. Výsledky simulace, které byly převedeny do grafu, jsem porovnal se skutečnými naměřenými daty (viz. obr. 7-6). Na základě porovnání průběhu namodelovaných dat a dat skutečných obr. 7-6 je zřejmé, že model sestavený v programu Matlab SimHydraulic je až na určité odchylky vhodný pro simulaci dynamického chování brusky. Na základě výpočtu a sestaveného modelu můžeme daný obvod optimalizovat.

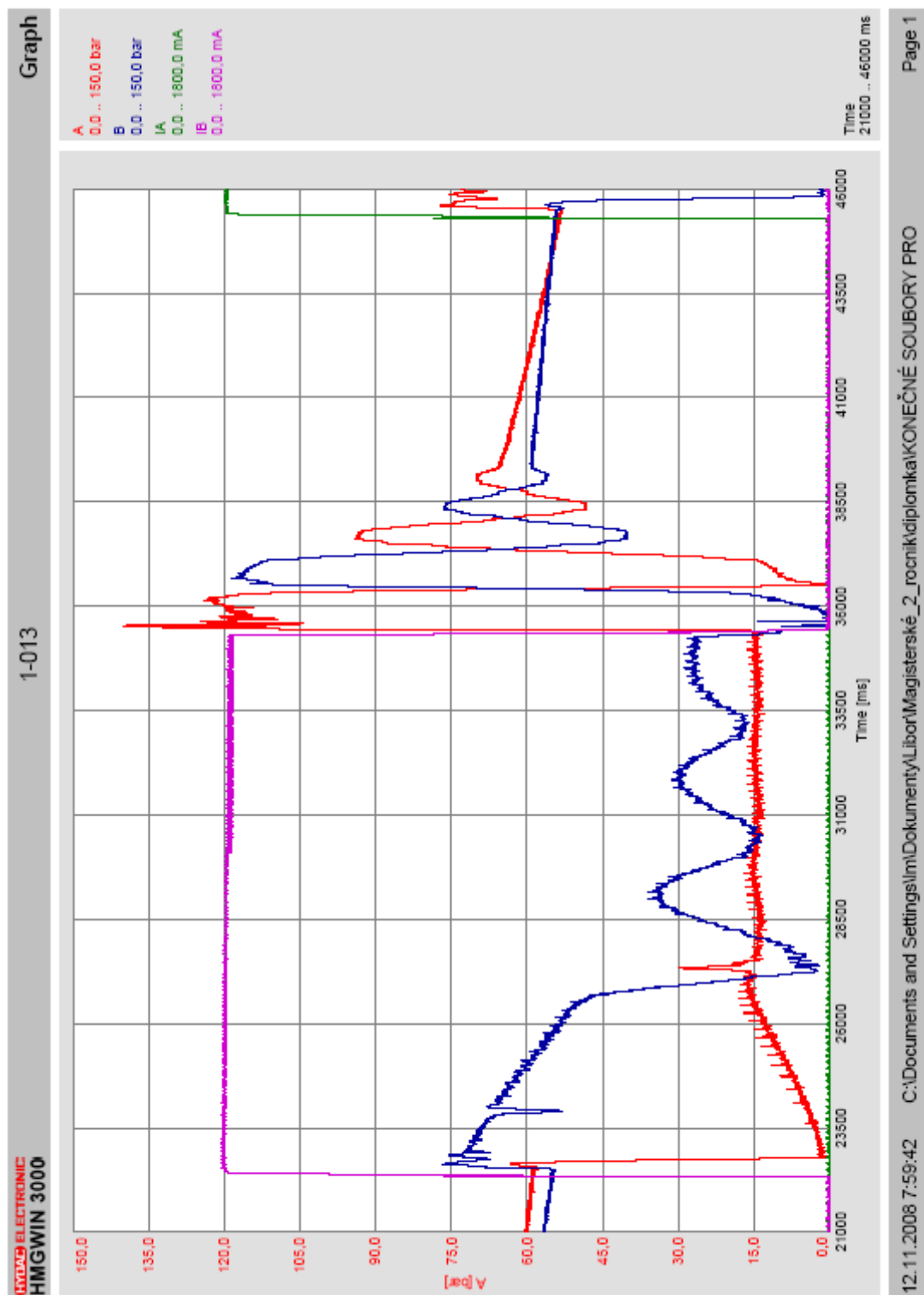
Optimalizace byla provedena na základě požadavku přesnějšího a rychlejšího polohování stolu brusky a hlavně na odstranění nerovnoměrného pohybu stolu po dobu broušení. Jako optimalizační řešení jsem v této diplomové práci navrhl odstranění proporcionálního škrticího ventilu a jeho nahrazení čtyřcestným tří polohovým proporcionálním rozvaděčem, za který jsem umístil tlakové váhy. Pro takto upravený obvod jsem sestavil nový simulační model v programu SimHydraulics. Průběhy ze simulací z optimalizovaného modelu jsou svým průběhem vyhovující, a proto lze tuto optimalizaci hydraulického obvodu brusky považovat za vhodnou. Po odstranění poruchy na ovládání a optimalizaci obvodu už nebude docházet k tak výrazným tlakovým špičkám a tím se prodlouží životnost zařízení.

Literatura

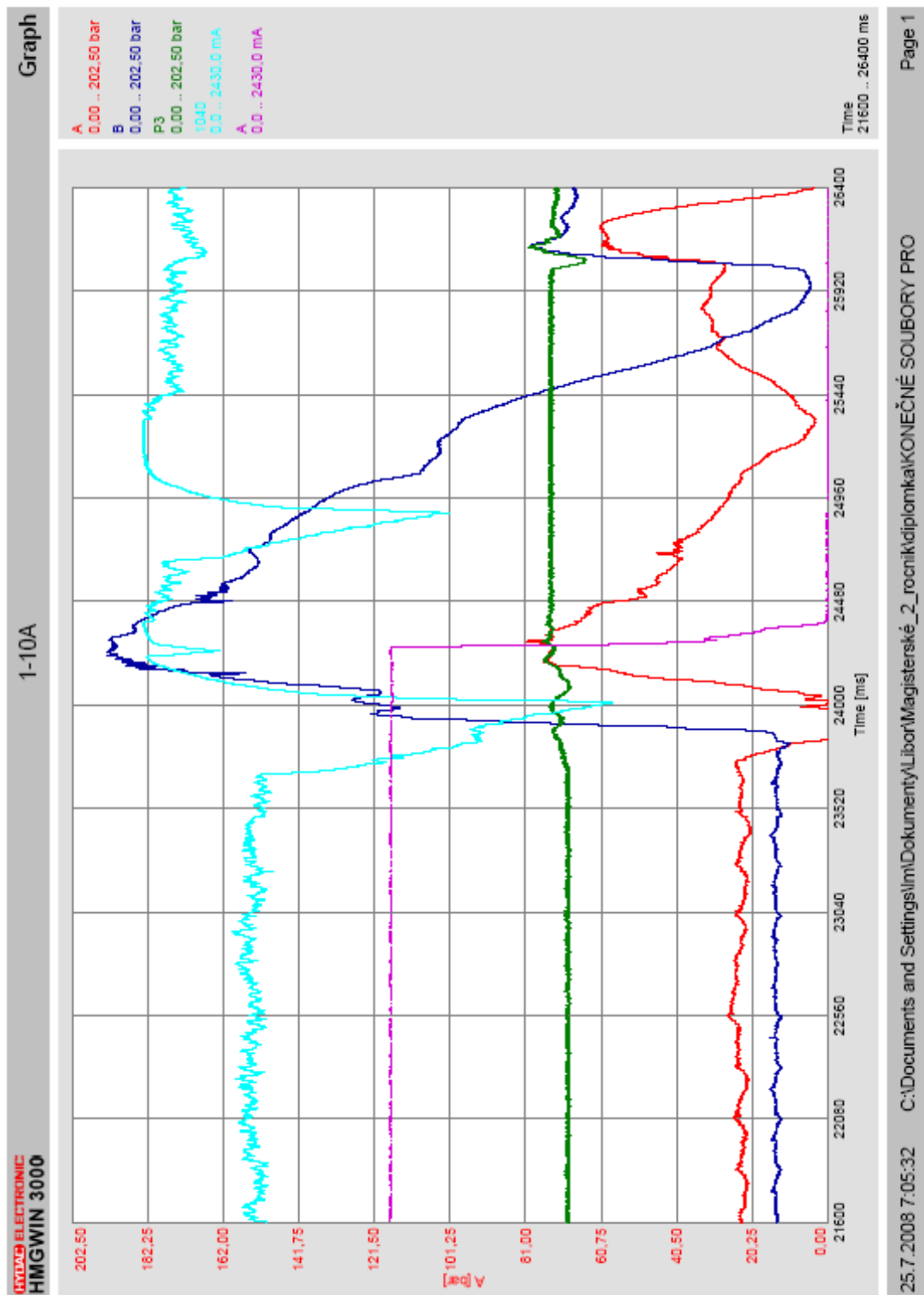
- [1.] Beater, P. *Entwurf hydraulischer Maschinen: Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1999. 259 s. ISBN 3-540-65444-5.
- [2.] Karban, P. *Výpočty a simulace v programech Matlab a Simulink*, Computer Press 2006. 220 s ISBN 80-251-1301-9.
- [3.] Kolektiv autoru. *Příručka hydrauliky*. Svazek 2 Lohr am Main: Mannesmann Rexroth. 1986. 362 s. ISBN 3-8023-0898-0
- [4.] Kolektiv autorů. *Základy hydraulických systémů a základní hydraulické komponenty*. Svazek 1 třetí vydání, Bosch Rexroth 2005, 295 s
- [5.] Kozubková, M. *Dynamika hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 100 s. Elektronické skriptum: <http://www.338.vsb.cz/seznam.htm>
- [6.] Kozubková, M. *Sylabus - Aplikovaná mechanika online*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003. 96 s. Dostupný z www: <http://www.338.vsb.cz/studium9.htm>
- [7.] Misiarz, L. *vyhodnocení frekvenčního spektra z naměřeného časového záznamu plunžrového čerpadla*. Bakalářská práce Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007, 57 s
- [8.] Nepraž, V.; Nevrlý, J.; Peňáz, V.; Třetina, K. *Modelování systémů s hydraulickými mechanizmy*. Brno: Bosch Rexroth s.r.o., 2002, 173 s. ISBN 80-214-2187-8.
- [9.] Noskiewič, P. *Modelování a identifikace systému*. Ostrava: Montanex a.s. 1999. 276 s. ISBN 80-7225-030-2.
- [10.] Noskiewič, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava 1995. 172 s. ISBN 90-7078-297-8.
- [11.] Paliková, B. *Dynamické vlastnosti obvodu s dlouhým potrubím*. Diplomová práce. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 73 s.
- [12.] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 1*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. 156 s. ISBN 80-248-0857-9.
- [13.] Pavlok, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [14.] Sivak, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB Ostrava, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1.
- [15.] THE MATH WORKS, Inc., 3 Apple Hill Drive Natick, MA 01760-2098, USA. [I] SimHydraulics For Use with Simulink

- [16.] Túma, J. *Zpracování signálu získaných z mechanických systémů užitím FFT*, Sdělovací technika 1997, 174 s ISBN 80-901936-1-7.
- [17.] Zaplatílek, K. Doňar, B. *MATLAB začínáme se signály*, Ben 2006 271 s. ISBN 80-7300-200-0.
- [18.] Zymák, V. *Dynamika pulsujícího průtoku (Teorie, měření, aplikace, zkušenosti)*. Brno: PC-DIR Brno, 1994. 210 s. ISBN 80-85895-00-5.
- [19.] Firemní dokumentace firem: Düsterloh, Bosch Rexroth, Hydac, Parker, Hydrotechnik.

10 Přílohy:



Obrázek 10-1 Průběh z měření 1-013



Obrázek 10-2 Průběh z měření 1-010A

